

DISEÑO DE UN PORTAEMPAQUE PARA EL REVESTIMIENTO DE UN POZO  
DE EXTRACCIÓN DE PETRÓLEOS

ALVARO ALEJANDRO LATORRE CABRA

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA  
FACULTAD DE INGENIERÍAS  
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BOGOTÁ D.C.  
2019

DISEÑO DE UN PORTAEMPAQUE PARA EL REVESTIMIENTO DE UN POZO  
DE EXTRACCIÓN DE PETRÓLEOS

ALVARO ALEJANDRO LATORRE CABRA

Proyecto integral de grado para optar por el título de  
INGENIERO MECÁNICO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA  
FACULTAD DE INGENIERÍAS  
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BOGOTÁ D.C.  
2019

Nota de Aceptación

---

---

---

---

---

---

---

Ing. Daniel Eduardo Villalobos Correa

---

Ing. Edgar Arturo Chalá Bustamante

Bogotá D.C. Octubre 2019

## DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. Mario Posada García-Peña

Vicerrector de Desarrollo y Recursos Humanos

Dr. Luis Jaime Posada García-Peña

Vicerrectora Académica y de Posgrados

Ing. Ana Josefa Herrera Vargas

Decano Facultad de Ingenierías

Ing. Julio Cesar Fuentes Arismendi

Director Programa de Ingeniería Mecánica

Ing. Carlos Mauricio Veloza Villamil

Las directivas de la Universidad de América, los jurados calificadores y el cuerpo de docentes no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento. Esto corresponde exclusivamente al autor.

Doy gracias a Dios por permitirme llegar hasta donde he llegado superando todos los obstáculos que se han presentado en el camino. También a mis padres por siempre brindarme todo el apoyo y motivación para siempre seguir adelante con todas las ideas que tenga y que han hecho que sea la persona que soy hoy en día. Además de esto también agradecer a la empresa Machine Technologies Services Ltda. Por darme la oportunidad y la confianza para desarrollar el presente proyecto y finalmente a la Fundación Universidad de América que ha sido la que me ha ayudado a obtener todo el conocimiento que tengo hoy en día.

Dedico este proyecto principalmente a Dios y a mis padres quienes han sido los que me han dado su apoyo incondicional durante toda mi vida y más que todo durante la etapa universitaria. También a Machine technologies services por brindarme su apoyo y más que toda su confianza para el desarrollo de este proyecto.

## CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	19
1. LA EMPRESA	21
1.1 HISTORIA	21
1.2 MISIÓN	21
1.3 VISIÓN	21
1.4 ORGANIGRAMA	22
1.5 LINEAS DE PRODUCCIÓN Y SERVICIOS	22
2. EVALUACIÓN DEL ESTADO ACTUAL	24
2.1. GENERALIDADES Y COMPONENTES DEL PORTAEMPAQUES	24
2.2 PORTAEMPAQUES FABRICADOS	28
2.3 FABRICANTES DE PORTAEMPAQUES EN COLOMBIA	29
2.4 NORMATIVA	30
3. PARAMETROS Y REQUERIMIENTOS	36
3.1 PROPIEDADES DEL POZO	36
3.2 CONDICIONES DE USO	39
3.3 PROPIEDADES DEL FLUIDO	39
4. PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS	41
4.1 DEFINICIÓN DE LAS ALTERNATIVAS	41
4.1.1 Portaempaque mecánico	41
4.1.2 Portaempaque hidráulico	43
4.1.3 Portaempaque Permanente	45
4.2 ANALISIS DE LAS ALTERNATIVAS	46
4.3 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA	48
5. DISEÑO	50
5.1 SELECCIÓN DE MATERIAL	52
5.2 CALCULO DE ESFUERZOS	59
5.2.1 Calculo de esfuerzos en las cuñas	59
5.2.2 Calculo de esfuerzos en el cono	68
5.2.3 Calculo de esfuerzos en el elastómero	71
5.2.4 Calculo de esfuerzos en los tornillos	76
5.3 CALCULO DE PRESIONES	87
5.3.1 Presión para fracturar primer juego de tornillos	88
5.3.2 Presión para fracturar segundo juego de tornillos	88
5.4 CALCULO DE DIMENSIONES	90

5.4.1	Espesor mínimo de pared del mandril	90
5.4.2	Espesor mínimo de pared de la camisa inferior	92
5.4.3	Esfuerzo en el mandril	93
5.4.4	Esfuerzo en la camisa inferior	94
5.4.5	Elementos sometidos a compresión	95
5.4.6	Esfuerzo crítico de la camisa espina de pescado	97
5.4.7	Esfuerzo crítico de la camisa interna	100
5.4.8	Esfuerzo crítico de la camisa inferior	101
5.4.9	Esfuerzo en la camisa superior	102
5.4.10	Esfuerzos en los anillos compresores	103
5.4.11	Longitud de la rosca espina de pescado	106
6.	SIMULACIÓN	108
6.1	SIMULACIÓN DEL MANDRIL	108
6.2	SIMULACIÓN DE LA CAMISA INFERIOR	114
6.3	SIMULACIÓN DE FRACTURA DE TORNILLOS EN EL ASENTAMIENTO	118
6.3.1	Fractura primer juego de tornillos	118
6.3.2	Fractura segundo juego de tornillos	122
7.	MANUALES	125
7.1	MANUAL DE ENSAMBLE	125
7.2	MANUAL DE OPERACIÓN	131
7.3	MANUAL DE MANTENIMIENTO	137
8.	ANÁLISIS FINANCIERO	146
8.1	COSTOS DE FRABRICACIÓN	146
8.2	COSTOS DE INGENIERIA	149
8.2.1	Costos de talento humano	149
8.2.2	Costos de fuentes tecnológicas	150
8.2.3	Costos de fungibles	151
8.2.4	Costos de post-venta	151
8.2.4	Costos de calidad	152
8.3	COSTOS TOTALES	152
8.4	ESTUDIO DE MERCADO	153
9.	CONCLUSIONES	156
10.	RECOMENDACIONES	157
	BIBLIOGRAFIA	158
	ANEXOS	161

## LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Dimensiones de altura del hilo redondo.	33
Tabla 2. Tolerancias dimensionales de la rosca	35
Tabla 3. Hoja de datos de revestimientos	37
Tabla 4. Ponderación	47
Tabla 5. Dureza del carburo de tungsteno según grados ISO	56
Tabla 6. Propiedades del nitrilo	73
Tabla 7. Tornillos prisioneros	90
Tabla 8. Costos de fabricación	148
Tabla 9. Precios de los competidores	154

## LISTA DE CUADROS

	pág.
Cuadro 1. Características de las principales competencias	30
Cuadro 2. Resumen de los requerimientos de calidad	32
Cuadro 3. Parámetros generales	40
Cuadro 4. Evaluación de alternativas.	48
Cuadro 5. Propiedades mecánicas de los elastómeros	54
Cuadro 8. Propiedades mecánicas del acero SAE 4140	57
Cuadro 9. Propiedades del bronce SAE 40	59
Cuadro 10. Peso de las piezas superiores	89
Cuadro 11. Coeficiente de longitud efectiva	98
Cuadro 12. Parámetros para simulación de fluidos	108
Cuadro 13. Parámetros para el mapeo de la simulación	110
Cuadro 14. Parámetros para simulación estructural	111
Cuadro 15. Inspección de la herramienta	142
Cuadro 16. Cuidados de la herramienta	144
Cuadro 17. Principales fallas	145
Cuadro 18. Cálculo de la masa del acero requerido	147
Cuadro 19. Costos de talento humano	149
Cuadro 20. Costo maquinaria y equipo	150
Cuadro 21. Costo de fungibles	151
Cuadro 22. Costos de post-venta	152
Cuadro 23. Costos totales	153

## LISTA DE IMÁGENES

	pág.
Imagen 1. Organigrama de Machine Technologies Services	22
Imagen 2. Scraper	23
Imagen 3. Portaempaque	26
Imagen 4. Portaempaque con activación mecánica a tensión	27
Imagen 5. Shear out plug	28
Imagen 6. Información del revestimiento	38
Imagen 7. Pasador en forma de "J"	42
Imagen 8. Portaempaque mecánico de doble agarre	42
Imagen 9. Tubo cónico y cuñas	43
Imagen 10. Portaempaque hidráulico	43
Imagen 11. Fluido en empaque hidráulico	44
Imagen 12. Inyección de fluido a un portaempaque hidráulico	45
Imagen 13. Portaempaque Permanente	46
Imagen 14. Cuñas y conos	50
Imagen 15. Rosca espina de pescado	50
Imagen 16. Anillo corredor y rosca espina de pescado	51
Imagen 17. Sistema hidráulico del portaempaque	51
Imagen 18. Elemento sellante	53
Imagen 19. Fuerzas generales de la herramienta	60
Imagen 20. Ubicación de las cuñas en la herramienta	60
Imagen 21. Cuñas del portaempaque	61
Imagen 22. Fuerzas en la cuña	62
Imagen 23. Ubicación de los conos	68
Imagen 24. Cono superior	69
Imagen 25. Fuerzas en el cono	69
Imagen 26. Ubicación de los elastómeros	71
Imagen 27. Deformación del elastómero	72
Imagen 28. Medidas del elastómero	74
Imagen 29. Tornillos de la herramienta	76
Imagen 30. Esfuerzo cortante simple	77
Imagen 31. Ubicación del primer juego de tornillos	78
Imagen 32. Anillo interior	79
Imagen 33. Volumen cono inferior	80
Imagen 34. Volumen de la camisa inferior	80
Imagen 35. Volumen sujetador camisa inferior	81
Imagen 36. Ubicación del segundo juego de tornillos	84
Imagen 37. Tercer juego de tornillos	86
Imagen 38. Área del cono	88

Imagen 39. Ubicación del mandril	91
Imagen 40. Ubicación de la camisa inferior	92
Imagen 41. Esfuerzos en recipiente de pared delgada	93
Imagen 42. Ubicación camisa espina de pescado	97
Imagen 43. Ubicación de la camisa interna	100
Imagen 44. Área de contacto anillo compresor	104
Imagen 45. Área transversal del anillo de compresión	105
Imagen 46. Distancia de las cuñas	106
Imagen 47. Enmallado del volumen de fluido en el mandril	109
Imagen 48. Presión en el mandril	109
Imagen 49. Fuerzas en el mandril	110
Imagen 50. Esfuerzos en el mandril	111
Imagen 51. Esfuerzos en el interior del mandril	112
Imagen 52. Esfuerzo máximo en el mandril	113
Imagen 53. Deformación mandril	114
Imagen 54. Presión en la camisa inferior	115
Imagen 55. Enmallado y restricciones de la camisa inferior	116
Imagen 56. Esfuerzos en la camisa	116
Imagen 57. Desplazamiento en la camisa inferior	118
Imagen 58. Fuerza para la fractura del primer juego de tornillos	119
Imagen 59. Condiciones de frontera en el tornillo	120
Imagen 60. Simulación del primer juego de tornillos	120
Imagen 61. Fuerza de fractura del segundo juego de tornillos	122
Imagen 62. Esfuerzo máximo en el segundo juego de tornillos	123
Imagen 63. Ensamble del sello superior del cono	125
Imagen 64. Ensamble del sello superior	126
Imagen 65. Ensamble del cono superior	126
Imagen 66. Ensamble camisa superior	127
Imagen 67. Ensamble conector superior	127
Imagen 68. Ensamble anillo superior goma	128
Imagen 69. Ensamble elastómeros y anillos	128
Imagen 70. Ensamble del anillo inferior goma y de la camisa interna	129
Imagen 71. Ensamble de la camisa espina de pescado, anillo corredor y conector inferior	129
Imagen 72. Ensamble camisa inferior	130
Imagen 73. Ensamble cono inferior	130
Imagen 74. Ensamble de canastas de cuñas.	131
Imagen 75. Ensamble del bottom sub y el top sub	131
Imagen 76. Herramienta lista para entrega	131
Imagen 77. Broca tricónica	132
Imagen 78. Magneto y scraper	133

Imagen 79. Conexión shear out plug	134
Imagen 80. Conexión inferior del portaempaque	134
Imagen 81. Llave de fuerza	135
Imagen 82. Tapón shear out plug	136
Imagen 83. fractura primer juego de tornillos	136
Imagen 84. Fractura segundo juego de tornillos	137
Imagen 85. Protectores de roscas	138
Imagen 86. Almacenamiento de herramienta	138
Imagen 87. Cuña en mal estado	139
Imagen 88. Grasa para las roscas	140
Imagen 89. Aplicación de la grasa	141

## LISTA DE ECUACIONES

	pág.
Ecuación 1. Área de un círculo	63
Ecuación 2. Presión	63
Ecuación 3. Descomposición vectorial	64
Ecuación 4. Fuerza de fricción	65
Ecuación 5. Fuerza de fricción en términos de $F_{Ny}$	65
Ecuación 6. Fuerza de fricción en el eje Y	66
Ecuación 7. Fuerza de fricción en el eje Y en términos de $F_{Ny}$	66
Ecuación 8. Sumatoria de fuerzas en el eje Y	66
Ecuación 9. Fuerza normal en el eje Y	67
Ecuación 10. Sumatoria de fuerzas en el eje X	68
Ecuación 11. Fuerza para hacer contacto con el revestimiento.	72
Ecuación 12. Fuerza de sello	74
Ecuación 13. Deformación relativa axial	75
Ecuación 14. Densidad	81
Ecuación 15. Fuerza	82
Ecuación 16. Esfuerzo cortante	83
Ecuación 17. Numero de tornillos	85
Ecuación 18. Espesor mínimo de pared	91
Ecuación 19. Esfuerzo de trabajo	92
Ecuación 20. Comprobación de pared delgada	93
Ecuación 21. Esfuerzo de tensión en el aro	94
Ecuación 22. Esfuerzo crítico para elementos cortos sometidos a compresión	96
Ecuación 23. Esfuerzo crítico para elementos largos sometidos a compresión	96
Ecuación 24. Radio de giro	96
Ecuación 25. Momento de inercia para cilindros	97
Ecuación 26. Relación por esbeltez	99
Ecuación 27. Carga mayorada	100
Ecuación 28. Deformación	106

## LISTA DE GRAFICAS

	pág.
Grafica 1. Tamaño vs. Tiempo de la pared más delgada del mandril	112
Grafica 2. Esfuerzo vs Tiempo de la pared más delgada del mandril	113
Grafica 3. Tamaño vs. Tiempo de la camisa inferior	117
Grafica 4. Esfuerzo vs Tiempo de la camisa inferior	117
Grafica 5. Tamaño vs. Tiempo del primer juego de tornillos	121
Grafica 6. Esfuerzo vs. Tiempo del primer juego de tornillos	121
Grafica 7. Tamaño vs Tiempo segundo juego de tornillos	123
Grafica 8. Esfuerzo vs. Tiempo segundo juego de tornillos	124

## LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Propiedades del acero SAE 4140	162
Anexo B. Propiedades del bronce SAE 40	163
Anexo C. Planos de fabricación (ver CD Rom)	164

## RESUMEN

En este proyecto se presenta el diseño de un portaempaque para un revestimiento con un diámetro exterior de 7 y 5/8" para un pozo de extracción de petróleo.

Para realizar este diseño fue necesario entender el estado actual de los portaempaques en la industria de los hidrocarburos y cuáles de ellos son fabricados en la empresa. Después de esto, se realiza la definición de las propiedades del pozo en donde se tenían en cuenta factores como las presiones, temperaturas y propiedades de los fluidos que van a estar en contacto con la herramienta. Teniendo en cuenta algunas de estas propiedades, se plantearon unas alternativas del método de asentamiento. Ya seleccionada, la alternativa se hizo el diseño del cuerpo y del mecanismo.

Una vez realizado el diseño, se efectuaron las simulaciones correspondientes entre las cuales está la simulación de los fluidos de tal forma que se compruebe el buen funcionamiento de la herramienta. Posteriormente, se hicieron los planos de cada componente y del ensamble.

Ya con la herramienta diseñada se crearon los manuales de asentamiento, operación y de mantenimiento. Para finalizar este proyecto, se realizó un estudio financiero con el fin de analizar la viabilidad de la construcción de la herramienta.

Palabras clave; diseño, portaempaque, pozo de extracción.

## INTRODUCCIÓN

En la actualidad, la industria de los hidrocarburos es uno de los sectores que más ha dado de que hablar ya que, tiene un gran impacto a nivel económico, pero de la misma forma a nivel ambiental el cual es otro tema que es muy sonado hoy en día. Debido a fallas presentadas por algunas herramientas, se ha generado grandes daños ambientales las cuales causan un rechazo de la sociedad hacia esta industria.

Después de la crisis presentada en los últimos años, la OPEP volvió a aumentar a producción de hidrocarburos por lo cual ha sido necesario perforar pozos más grandes. Por este motivo la operadora GeoPark. Está realizando la perforación de un pozo que tiene un mayor diámetro de revestimiento de lo normal. Debido a esto se necesitan herramientas más grandes.

En la extracción del petróleo es necesario el uso de ciertas herramientas para poder realizar una producción segura y controlada, las cuales son instaladas en la etapa de completamiento. Entre estas herramientas está el portaempaque el cual se encarga de realizar un sello entre dos sectores del pozo por medio de un elastómero. Esta herramienta se utiliza principalmente para impedir que el fluido producido suba por el espacio anular y más bien solo pase por la tubería de producción. Es de gran importancia esta herramienta ya que sin ella no se podría hacer la extracción del hidrocarburo.

La operadora GeoPark tiene un problema el cual es que el portaempaque que ellos requieren no se encuentra en Colombia, por lo cual les tocaría importarlo y dicha importación tomaría alrededor de 6 meses. Para solucionar esta problemática la empresa Machine Technologies Services requiere realizar el diseño de esta herramienta, para vendérsela a GeoPark y de ahí es donde se origina este proyecto.

El objetivo general del proyecto es “Diseñar un portaempaque para el revestimiento de un pozo de extracción de petróleos”, el cual se va a desarrollar por medio de los siguientes objetivos específicos;

- Evaluar el estado actual de los portaempaques en la industria petrolera
- Definir los parámetros y requerimientos del portaempaque
- Plantear las alternativas sobre el portaempaques
- Desarrollar el diseño detallado del cuerpo y mecanismo de activación
- Realizar el análisis de la herramienta mediante simulación de fluidos

- Elaborar los planos de fabricación de las partes y ensamble
- Realizar los manuales de asentamiento, operación y mantenimiento
- Evaluar financieramente la viabilidad del proyecto

Este proyecto se limita solamente al diseño de la herramienta, ya que la empresa es la que toma la decisión de fabricarla teniendo en cuenta la evaluación financiera que se va a realizar.

El alcance de este proyecto es el diseño y simulación del portaempaques con un diámetro externo de siete (7) y 5/8" para un pozo petrolero. La fabricación de la herramienta será decisión de la empresa.

Para desarrollar el proyecto y cumplir con todos los objetivos mencionados se utilizará una metodología de búsqueda de información y recopilación con el apoyo de la empresa Machine Technologies Services Ltda.

El significado de este proyecto es poder aportar a la industria petrolera y principalmente aportar a la industria colombiana para que mejore su competitividad a nivel mundial. También permitir una mayor producción de petróleo con herramientas colombianas de alta calidad.

## 1. LA EMPRESA

En este capítulo se dará alguna información sobre la empresa que dio su apoyo para el desarrollo de este proyecto, el cual es requerido como opción de grado de ingeniería mecánica en la Fundación Universidad de América.

### 1.1 HISTORIA

Machine Technologies Services es una empresa que inició operaciones en el año 1997 bajo la razón social Precisión Industrial Service la cual estaba dedicada a atender la necesidad de fabricación de herramientas especializadas para la industria petrolera a nivel nacional. Esta compañía fue fundada por Elías Cachaya Ninco quien cuenta con bastante experiencia en el área de completamiento y reacondicionamiento de pozos que adquirió en empresas con los más altos estándares internacionales como Baker Oil Tools con la cual trabajo más de 20 años y se encuentra pensionado por ellos. La compañía está especializada en el diseño, fabricación y reparación de herramientas para la perforación, producción y reacondicionamiento de pozos petroleros e industria en general. Hoy en día trabaja juntos a sus dos hijos, Jhon Cachaya y Fabian Cachaya quienes son el gerente de producción y el gerente de operaciones respectivamente, ambos son ingenieros de petróleos egresados de la Fundación Universidad de América.

### 1.2 MISIÓN

Somos una empresa<sup>1</sup> colombiana, especializada en el diseño, fabricación y reparación de herramientas para perforación, producción y reacondicionamiento de pozos petroleros e industria en general reconocida por su alta calidad y su buen desempeño.

### 1.3 VISIÓN

Ser la empresa líder a nivel nacional e internacional en el diseño y fabricación de herramientas para la industria de hidrocarburos garantizando la mejor calidad y el mejor desempeño generando así confianza en nuestros clientes.<sup>2</sup>

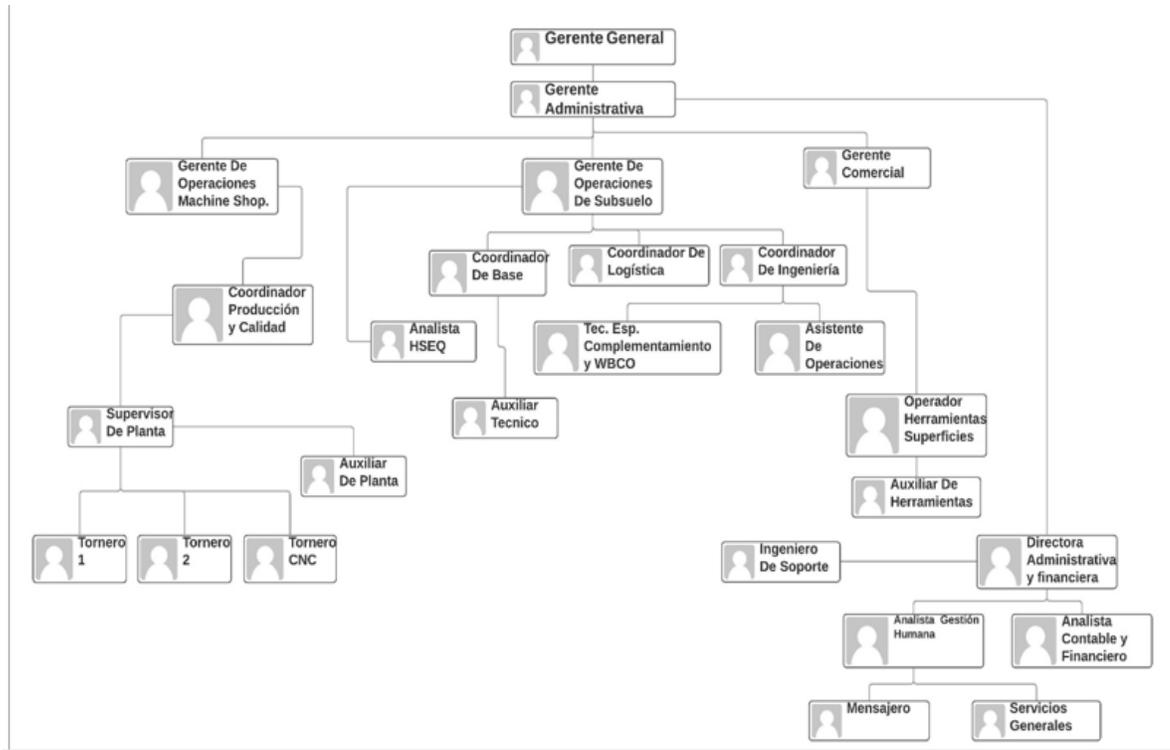
---

<sup>1</sup> MACHINE TECHNOLOGIES SERVICES Ltda. [En Línea] [Consultado el 30 de octubre, 2.018] Disponible en: <http://mtscol.com/>.

<sup>2</sup> Ibid.

## 1.4 ORGANIGRAMA

**Imagen 1.** Organigrama de Machine Technologies Services



**Fuente:** BERNAL, Camila. Recursos humanos. Machine Technologies Services 2019

## 1.5 LINEAS DE PRODUCCIÓN Y SERVICIOS

La empresa Machine Technologies Services Ltda. cuenta con diferentes líneas de producción y servicios para distintas áreas de la industria de hidrocarburos, entre las cuales esta perforación, completamiento de pozos, limpieza de pozos y pesca de herramienta. Para cada una de estas áreas se realiza el diseño de herramientas como lo son los Scrapers, blast joints y los packers que son los portaempaques. Machine Technologies Services Ltda. presenta el servicio de reparación de herramientas y la también el apoyo en el asentamiento de la herramienta, es decir que se envía al pozo a un ingeniero o técnico de la empresa para que realice el asentamiento.

Además de realizar el diseño, Machine Technologies Services trabaja con compañías como Halliburton o Baker Hughes, quienes le entregan los planos para que realicen todo el proceso de fabricación y mecanizado de la herramienta cumpliendo los estándares de calidad de su respectiva empresa.

Machine Technologies Services Ltda. es una empresa prestadora de servicios, es decir que realizan el alquiler o venta de sus herramientas a las operadoras. Las

operadoras son las encargadas de administrar un campo petrolero para producir el hidrocarburo, la Agencia Nacional de Hidrocarburos es la encargada de otorgarle los permisos a las operadoras para que puedan explorar o explotar alguna zona en el país. Las principales operadoras en Colombia son, Ecopetrol, Geopark, Gran Tierra Energy y Frontera sin embargo existen otros.

La empresa está enfocada principalmente en diseñar herramientas para la limpieza mecánica de los pozos, el cual se realiza después de hacer la perforación, por lo que utiliza un scraper que por medio de cepillos e imanes se encarga de limpiar el interior del revestimiento de cualquier tipo de viruta o cemento residual. En la siguiente imagen se observa dicha herramienta saliendo de un pozo de extracción de petróleos.

**Imagen 2.** Scraper



**Fuente:** Machine Technologies Services Ltda. [en línea]. [Consultado: 30 de octubre de 2018]. Disponible en: <http://mtscol.com/>

Los principales clientes de la empresa MTS son Gran Tierra y Geo Park que son operadoras que tienen gran influencia en la industria petrolera en Colombia, siendo así que la empresa Geo Park es una de las que produce más petróleo en el país.

## 2. EVALUACIÓN DEL ESTADO ACTUAL.

En este capítulo se analiza los principales portaempaques presentes en el mercado dependiendo de su mecanismo de asentamiento y cuáles son los que fabrica la empresa, también se muestra los componentes más importantes que tiene dicha herramienta. Finalmente se analizará que norma es la que rige la construcción del instrumento.

### 2.1. GENERALIDADES Y COMPONENTES DEL PORTAEMPAQUES

En la industria petrolera es necesario pasar por una serie de etapas para poder producir el hidrocarburo. La primera etapa es la de estudios geológicos, el cual por medio de diferentes herramientas se analiza el terreno para saber si hay posibilidad de presencia de hidrocarburo.

Una vez realizado ese estudio se pasa a la segunda etapa que es la perforación, esta consta de crear un pozo el cual este en óptimas condiciones, es decir que tenga los revestimientos necesarios. Un pozo es un agujero que conecta desde la superficie hasta la zona de interés, este puede ser hueco abierto o entubado.<sup>3</sup>

Cuando ya se ha perforado el pozo, se pasa a la siguiente etapa que es el completamiento, esta etapa consta de una serie de operaciones necesarias para la puesta de producción de un pozo.<sup>4</sup> Es decir que se bajan todas las herramientas que se requieren para poner a producir el pozo y se realizan las respectivas mediciones para garantizar que este en óptimas condiciones.

Posterior a la etapa de completamiento, está la etapa de producción que es en la que ya se controla la producción del hidrocarburo. Cuando se finaliza la producción, se pasa a la etapa de abandono donde se genera el cierre del pozo poniendo algunos tapones de cemento.

La etapa de completamiento es la etapa en la cual principalmente se usan los portaempaques, sin importar que tipo de completamiento se realice, siempre se requiere de esta herramienta.

Los portaempaques son unas herramientas esenciales en el proceso de extracción de petróleo, por lo cual se necesitan en casi todos los pozos. Estas herramientas han sido empleadas en la industria desde los inicios del siglo XX. Son utilizadas para aislar diferentes zonas ya sea para ponerlas en producción o para realizar estimulaciones. Cuando se estimula un pozo se hace por medio de la inyección de

---

<sup>3</sup> SCHLUMBERGER. Oilfield Glossary. [Sitio WEB] Bartlesville, Oklahoma. La entidad. [20 noviembre,2018]. Disponible en: <https://www.glossary.oilfield.slb.com/Terms/w/wellbore.aspx>

<sup>4</sup> FERNÁNDEZ, Rolando. Perforación de pozos petroleros en tierra. La Habana: Editorial Científico-Técnica, 2016. 127 p. ISBN 9789590509025

algún fluido ya sea agua, ácido, vapor, entre otros para mejorar las propiedades de la formación como por ejemplo aumentarle la presión o mejorar la permeabilidad de la roca. Por esta razón la herramienta debe ser capaz de soportar grandes presiones por tiempos prolongados que pueden durar semanas incluso meses y también grandes ciclos de temperatura ya que se pueden inyectar diferentes tipos de fluidos como por ejemplo el vapor se inyecta a una temperatura más elevada a comparación del agua.

Para lograr un buen asentamiento de la herramienta se debe tener en cuenta diferentes aspectos. Primero estar seguros de que el revestimiento en el intervalo donde se va a poner la herramienta no tenga ninguna ondulación o abolladura, ya que esto puede causar que, a pesar de haber hecho el procedimiento de forma correcta, la herramienta pudo no haber sellado bien causando filtración del fluido. También se debe verificar que no haya presencia de arcillas, asfáltenos o cualquier otro componente en las paredes del revestimiento porque pueden impedir un sello inadecuado.<sup>5</sup>

Debido a los grandes avances tecnológicos en los últimos años, se ha logrado llegar a yacimientos que antes no se podían, lo que ha causado que haya una gran variedad de pozos. Esto causa a su vez una gran variedad de portaempaques los cuales se pueden clasificar en diferentes grupos.

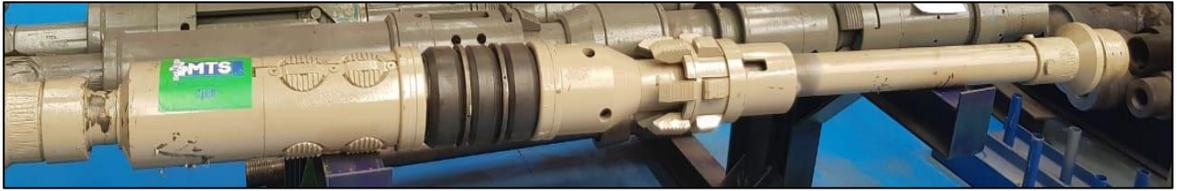
Están los recuperables, son los que se vuelven a sacar a superficie después de que se finaliza la operación, también están los no recuperables que son aquellos que se dejan en pozo o en algunos casos se pasa el taladro a través de ellos debido a que no tienen un mecanismo de desasentamiento. Adicional a esta clasificación también se pueden diferenciar por el tipo de activación de las cuñas, entre las cuales están los mecánicos que requieren una rotación de la tubería y así mover unos tubos cónicos para fijar las cuñas al revestimiento, los inflables que son los que se utiliza un fluido para expandir el elastómero y así generar el sello y por último están los hidráulicos que son los que por medio de un fluido generan presión sobre unos pistones o sobre los tubos cónicos para mover las cuñas que son los que hacen el agarre con el revestimiento para impedir que el portaempaque se mueva.<sup>6</sup> En la siguiente imagen se observa un portaempaque mecánico.

---

<sup>5</sup> M.D., Walsh, D.J., Holder. Inflatable Packer: Production Application. Society of Petroleum Engineers, 1988 SPE 17443

<sup>6</sup> ROJAS, Carlos. Manual de empaques. [En línea] [Consultado el 29 de noviembre de 2018]. Disponible en: <https://es.slideshare.net/CarlosFernandoRojasTovar/49396984-manualdeempaques>.

### Imagen 3. Portaempaques



**Fuente:** elaboración propia

Hoy en día, todos los empaques que se fabrican sin importar de que tipo sean tienen cuatro elementos esenciales para su buen funcionamiento, estos elementos son;

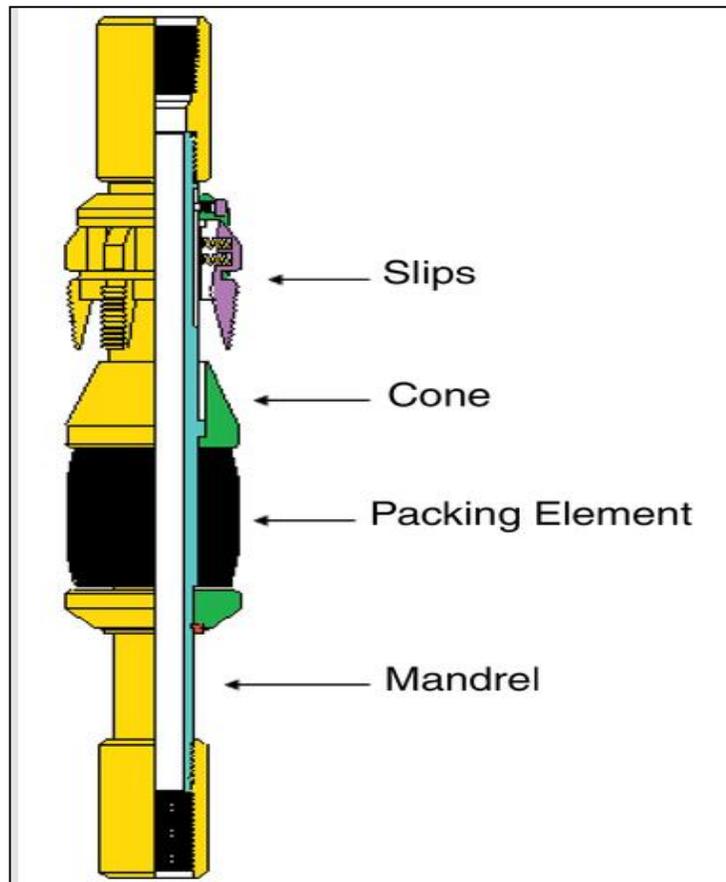
- Un mecanismo que permita correr y asentar el portaempaques a la profundidad deseada, el más común es el pasador con la canaleta en forma de “J” en caso de que sea mecánico
- Un elemento sellante, el cual es un elastómero que se expanden para generar un sello entre el espacio anular, este sello tiene que soportar el diferencial de presiones, la temperatura y ser resistente a las diferentes sustancias químicas presentes en el pozo
- Un mandril o cuerpo principal del portaempaques, este tiene que permitir el paso del hidrocarburo a través de él y también es donde van conectados el resto de los elementos.
- Un cono (wedge) y unas cuñas (slip), el cono tiene un bisel de tal forma que concuerde con la parte superior de las cuñas causando que si se sigue deslizando el cono las cuñas se mueven hacia afuera, lo que causa que se empiecen a incrustar al revestimiento.<sup>7</sup>

Dependiendo del método de asentamiento de la herramienta ya sea por tensión, compresión o mixto, la cantidad y los componentes pueden variar agregando algunos componentes nuevos, ya que se le pueden cambiar el número de cuñas que necesiten y también puede cambiar la dirección del tubo cónico. En la siguiente imagen se muestra las partes esenciales de un portaempaques.

---

<sup>7</sup> HALLIBURTON. Production Packers. [en línea]. Estados Unidos. La entidad. [consultado el 30 de noviembre 2018]. Disponible en: [https://www.halliburton.com/content/dam/ps/public/cps/contents/Books\\_and\\_Catalogs/web/CPSCatalog/08-Packers.pdf](https://www.halliburton.com/content/dam/ps/public/cps/contents/Books_and_Catalogs/web/CPSCatalog/08-Packers.pdf)

**Imagen 4.** Portaempaque con activación mecánica a tensión



**Fuente:** PETROWIKI 2018. Packer. [Sitio WEB] La entidad. [ 30 octubre, 2018], Disponible en: [https://petrowiki.org/File:Vol4\\_prt\\_Page\\_043\\_Image\\_0001.png](https://petrowiki.org/File:Vol4_prt_Page_043_Image_0001.png)

La mayoría de las herramientas de la industria petrolera se bajan por medio de algún tipo de tubería, ya sea la tubería de producción o el “tubing” que es una tubería flexible, por lo que requieren tener una conexión en la parte superior y en la parte inferior. Para esta conexión se utiliza principalmente las roscas, que están estandarizadas por la norma API 5 en donde está la API Non-Upset (NU) que se utiliza cuando la herramienta no va a estar sometida a grandes cargas por lo que la conexión tiende a ser más débil que el cuerpo y esta la API External Upset (EU) en la cual la conexión es más fuerte que el cuerpo.<sup>8</sup>

---

<sup>8</sup> THOMAS, Allen y ROBERTS, Alan. Production operation well completion stimulation. Oklahoma: Oil and gas consultant international. 1984. 170 p. ISBN 0930972031

## 2.2 PORTAEMPAQUES FABRICADOS

En la empresa Machine Technologies Services Ltda. se realiza la fabricación del portaempaques RBP que por sus siglas en inglés significa retrievable bridge plug. Estas son herramientas recuperables, las cuales pueden ser mecánicas o hidráulicas. La empresa se encarga de fabricarlas con diferentes dimensiones, pero la más grande es con un diámetro externo de 6" ya que este es el tamaño del revestimiento convencional que se utiliza en muchos de los pozos en Colombia. La mayoría de sus herramientas cuentan con dos juegos de cuñas ubicadas en la parte superior y en la parte inferior, además de esto tienen varios elastómeros, usualmente 3 los cuales son los encargados de hacer el sello en el espacio anular.

Para los portaempaques hidráulicos en algunos se usa una esfera, la cual se lanza por la tubería de producción, esta cae en un asiento y causa que se presurice la herramienta de tal forma que saca las cuñas. En otros casos se utiliza un tapón mecánico el cual se encarga de impedir que el fluido siga bajando por el pozo por lo cual genera una presurización y de esta forma activa las cuñas hidráulicas del portaempaque.

A veces se utiliza el shear out plug como tapón. Este trae unos tornillos de bronce los cuales deben soportar la presión de activación del portaempaque, una vez se asiente la herramienta se aumenta la presión aproximadamente 500 psi de tal forma que se logre fracturar los tornillos y hacer que el cabezal de esta herramienta caiga al fondo del pozo y así poder empezar la producción o la inyección, este cabezal ya se perdería en su totalidad. En la siguiente imagen se muestra un shear out plug.

**Imagen 5.** Shear out plug



**Fuente:** elaboración propia

En otros casos se utiliza un tapón mecánico, pero estos son más costosos y pueden presentar mayores fallas debidas a que su mecanismo de funcionamiento es más complejo, ya que son muy parecidas al del portaempaque pero no permite el paso del fluido por ningún lado.

Para las conexiones de las herramientas con la tubería, la empresa realiza diferentes roscas teniendo en cuenta que función debe cumplir la pieza y que peso tenga que soportar. Entre estas roscas están las BTC (buttress) las cuales generan mayor sello hermético, las EU (external-upset) que son las más comunes, las ACME que se usan para conectar diferentes piezas y la NC (internal-flush) que son cuando se necesita soportar grandes cargas por ejemplo cuando una herramienta es muy pesada, todas estas se hacen teniendo en cuenta el diámetro exterior de la conexión que se quiere. La selección de la conexión es de gran importancia ya que el 90% de las fallas se presentan ahí, esto es porque deben soportar una mayor fuerza axial que el resto del cuerpo de la tubería. En la mayoría de los casos el cliente es quien decide que conexión es la que requiere, pero en el caso de que no lo haga debe seleccionarlo basándose en la norma API 5.

### 2.3 FABRICANTES DE PORTAEMPAQUES EN COLOMBIA

En Colombia hay varias empresas prestadoras de servicios las cuales se encargan de fabricar herramientas para la industria petrolera. Entre las principales empresas esta Halliburton, Weatherford y Baker Hughes, estas empresas son reconocidas a nivel mundial por sus herramientas de alta calidad, pero del mismo modo son de altos precios.

Las tres empresas mencionadas anteriormente fabrican portaempaques en Colombia para revestimientos con diámetro externo de máximo 7". En caso de que se requiera esta herramienta para un diámetro mayor, es necesario importarlo desde sus bases centrales como en el caso de Halliburton, que está ubicada en Estados Unidos.

Para que la empresa Machine Technologies Services pueda competir con las otras empresas, requieren que la herramienta que se fabrique tenga todos los estándares de calidad, sea de bajo costo y que se pueda entregar en el menor tiempo posible ya que este debe ser menor al tiempo de importación de las otras empresas.

En el siguiente cuadro de muestra las 3 principales competencias de la empresa Machine Technologies Services y las características principales de los portaempaques que fabrican.

**Cuadro 1.** Características de las principales competencias

COMPETENCIA	CARACTERISTICAS DE LA HERRAMIENTA
Schlumberger	Empaque hidráulico con un juego de cuñas diseñado para soportar una temperatura máxima de 163 C y un diferencial de presión de 34,5 Mpa (5.000 psi). Diseñado para bajarlo con la tubería de producción y para des asentarlo por medio de tensión. Máximo diámetro de 7" para venta en Colombia, para diámetros mayores se requiere importarlo.
Baker Hughes	Empaque hidráulico para un revestimiento de 7" con un peso de 23-26 lb/ft, cuenta con un juego de cuñas, la selección del material del acero y de los elastómeros se puede hacer dependiendo de las condiciones del pozo. Tiempo de fabricación de 3 semanas más el tiempo de entrega que es el tiempo de importación en caso de que sea para un revestimiento de 7 5/8".
Weatherford	Empaque mecánico utilizado para la producción, en completamientos donde se requiere periódicamente pruebas de integridad del revestimiento o inyección de un pozo, el asentamiento es por medio de tensión o compresión dependiendo que tan profundo se va a ubicar. Para des asentar la herramienta se hace por medio de un cuarto de giro de la tubería. El máximo diámetro de la herramienta es de 7".

**Fuente:** elaboración propia

## 2.4 NORMATIVA

Para el diseño de un portaempaque es necesario regirse bajo la norma API 11D1, en la cual menciona todos los requerimientos que se necesitan para realizar un buen diseño y a partir de ahí poder determinar la calidad de dicha herramienta. Además de eso indica unas pruebas que se realizan a la herramienta para clasificar su desempeño.

Según la norma API 11D1<sup>9</sup> para poder hacer el diseño, primero se requieren de unos parámetros esenciales que los da el cliente entre los cuales están;

- Deben decir que tipo de portaempaque requieren, recuperable o permanente

<sup>9</sup> AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. Packers and bridge plugs. API 11D1. Washington D.C. El instituto 2015. 8 p.

- Materiales, dimensiones y grados del revestimiento y tubería de producción
- Las conexiones que requieren que tenga la herramienta en la parte superior e inferior
- Las presiones de inyección (si lo llegan a realizar), diferencial de presiones y las variaciones de la temperatura
- El tipo de método de instalación o asentamiento
- Las sustancias químicas a las cuales va a estar en contacto el portaempaques para prevenir la corrosión
- Cualquier información importante sobre el pozo

Otro aspecto importante que da la norma es la parte de la calidad, en la cual la separa en 3 grupos diferentes (Q1, Q2, Q3). Todo esto depende de diferentes factores como lo son: el material, el cual debe tener el certificado del proveedor, para cualquier grado de calidad se requiere que el material tenga el certificado COC que significa certificado de cumplimiento por sus siglas en inglés o MTR que es el reporte de la prueba de material sin importar si el material es metálico o no. También se debe inspeccionar la dureza de los materiales y se realiza una inspección visual sobre las soldaduras, en caso de que haya una. En el siguiente cuadro se observan los requisitos que deben tener el material y la soldadura entre otros.

**Cuadro 2.** Resumen de los requerimientos de calidad

Item	Quality Grade <sup>a</sup>		
	Q3	Q2	Q1
Metallic material	COC or MTR	COC or MTR	Verify MTR for type 1 components COC or MTR for type 2 components
Non-metallic material	COC or MTR	COC or MTR	COC or MTR
Castings	COC	COC	COC
Heat treatment	COC (subcontractor) Job-lot verification (supplier/manufacturer)	COC (subcontractor) Job-lot verification (supplier/manufacturer)	COC (subcontractor) Job-lot verification (supplier/manufacturer) Heat treat certificate for type 1 components
Component traceability	Job-lot traceable for type 1 components	Job-lot traceable for type 1 components	Heat traceable for type 1 components
Component dimensions	Sampling plan	Sampling plan	100 % for type 1 components
<b>Welding</b>			
Type 1 welds	Visual	Surface NDE per sampling plan and visual	Surface NDE 100 % and visual
Type 2 welds	Visual	Visual	Visual
<b>Hardness</b>			
Type 1 components	None	Sampling plan	100 %
Type 2 components	None	None	None

**Fuente:** AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. Packers and bridge plugs. API 11D1. Washington D.C. El instituto 2015. 24 p.

Por último, esta norma da unos grados de validación de unas pruebas que se le realizan al portaempaque en el cual se hace la presurización de la herramienta con diferentes fluidos, agregándole cargas axiales y generándole unos ciclos de temperatura para así hacer cambios en las propiedades del material. Estos grados de validación dependen de la prueba que se le realice, siendo V6 la más baja donde el proveedor define que prueba se le realiza y cuáles son los criterios de aceptación, la V0 es la más alta en la cual se realiza una presurización con gas, agregándole una carga axial a la herramienta y sometiéndola a ciclos de temperatura. Para este grado de validación se usa el criterio de cero burbujas, en la cual no se acepta ni la más mínima filtración.<sup>10</sup>

A demás de esta norma, también toca regirse de la norma API 5B, la cual es la encargada de dar toda la información con respecto a las conexiones roscadas que

<sup>10</sup> Ibid. p. 19

se utilizan en la industria. De tal forma que dependiendo del tipo de conexión que se realice, da las tolerancias que debe tener dicha conexión.<sup>11</sup> En caso tal de que se fabrique la herramienta, se utilizaría esta norma ya que da unos parámetros para poder hacer la inspección de la conexión.

Según la norma API 5B se puede sacar la altura de la conexión teniendo en cuenta el número de hilos que hay por pulgada, en la mayoría de los casos se utiliza 8 hilos por pulgada con un hilo redondo debido a que se está trabajando con fluidos por lo cual se utiliza la siguiente tabla;

**Tabla 1.** Dimensiones de altura del hilo redondo.

THREAD ELEMENT	8 THREADS PER INCH $p=0.1250$
$H=0.866p$	0.10825
$h_s=h_n=0.626p-0.007$	0.07125
$S_{rs}=S_{rn}=0.120p+0.002$	0.01700
$S_{cs}=S_{cn}=0.120p+0.005$	0.02000
NOTE: Calculations for H, $h_s$ and $h_n$ are based on formulas for a symmetrical straight screw thread rather than asymmetrical tapered thread. The resulting difference are deemed to be insignificant for threads with 0.125 in. Pitch and 0.75 in. Per foot taper or less.	

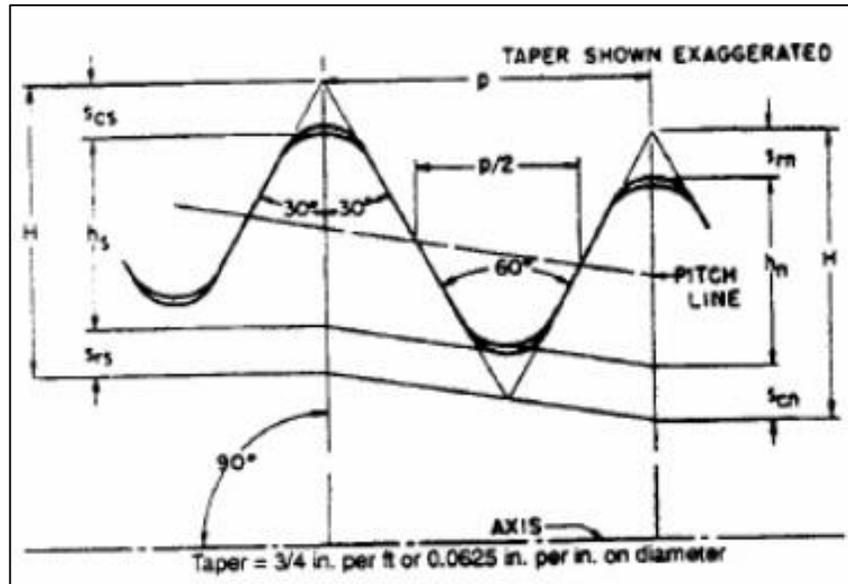
**Fuente:** AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. Specification for threading, gauging and thread inspection of casing tubing and line pipe threads. API 5b. Washington D.C. El instituto 2015. 16 p.

La tabla anterior muestra las ecuaciones para las diferentes dimensiones que conforman la rosca, todas dependiendo del paso. La mayoría de las roscas utilizadas en la industria petrolera son cónicas, de tal forma que tenga una mayor resistencia. Para aplicar estas ecuaciones toca tener en cuenta diferentes condiciones como por ejemplo la conocida de la rosca no puede ser mayor a 1,905 cm (3/4") por cada 30,40 cm (1 ft).<sup>12</sup> A continuación, se muestra como está conformada la rosca de hilo redondo según la norma API 5;

<sup>11</sup> AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. Specification for threading, gauging and thread inspection of casing tubing and line pipe threads. API 5B. Washington D.C. El instituto 2015. 5 p.

<sup>12</sup> *Ibid.* p. 15

**Figura 1.** Dimensiones básicas de rosca de hilo redondo



**Fuente:** AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. Specification for threading, gauging and thread inspection of casing tubing and line pipe threads. API 5B. Washington D.C. El instituto 2015. 16 p.

El cliente puede hacer devolución de la pieza si no está conforme con las dimensiones, ellos se concentran más que todo en las conexiones debido a que en la mayoría de los casos es ahí donde se presentan fallas o por donde se pueden filtrar los fluidos especialmente cuando se está realizando la presurización.

Antes de que una herramienta sea entregada debe pasar por el área de calidad, la cual es la encargada de verificar que todas las dimensiones de la herramienta y de las roscas sean las correctas basándose en las tolerancias que se dan en los planos y en las diferentes normas. Por este motivo es necesario cumplir con las tolerancias que da la norma en la siguiente tabla.

**Tabla 2.** Tolerancias dimensionales de la rosca

(1)	(2)
Element	Tolerances
Taper:	
Per Foot on Diameter:	
Non-Upset tubing and regular thread external-upset tubing .....	+0.0625 in. -0.0312 in.
Per Inch on Diameter:	
Non-Upset tubing and regular thread external-upset tubing .....	+0.0052 in. -0.0026 in.
Lead: <sup>a</sup>	
per Inch:	
Non-Upset tubing and regular thread external-upset tubing .....	±0.003 in.
cumulative	
Non-Upset tubing and regular thread external-upset tubing .....	±0.006 in.
Height, $h_s$ and $h_n$ :	
Non-Upset tubing and regular thread external-upset tubing .....	+0.002 in. -0.004 in.
Angle, included ±1 1/2 deg.	
Length, $L_4$ (external thread): <sup>b</sup>	
8-Thread per in. ....	±1 p
10-Thread per in.	
External-Upset .....	±1 1/2p -3/4p
Non-Upset .....	±1 1/2p
Chamfer: (On outside end of threaded pipe) .....	
	+5 deg. -0 deg.
Standoff A: .....	See Par. 4.4

**Fuente:** AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. Specification for threading, gauging and thread inspection of casing tubing and line pipe threads. API 5B. Washington D.C. El instituto 2015. 16 p.

### 3. PARAMETROS Y REQUERIMIENTOS

En este capítulo se aborda todos los requerimientos de la herramienta que son exigidos por la norma API 11D1 y también se menciona bajo que ambientes va a estar sometida de tal forma que se garantice su correcto funcionamiento. Por lo cual basándose en la norma, cumplen con los requerimientos del cliente.

#### 3.1 PROPIEDADES DEL POZO

- Es de gran importancia saber cuál es la inclinación que tiene el pozo en el lugar en donde se va a asentar la herramienta, ya que de esta forma se puede saber si cierto peso de la herramienta va a estar sobre un costado del revestimiento, lo cual puede generar que unas cuñas tengan mayor presión que otras y también que no quede completamente centrado. Según la operadora GeoPark, la ubicación en donde va a estar la herramienta no va a tener ninguna inclinación es decir que va a estar totalmente vertical.
- Un aspecto que no parece tener gran relevancia pero que puede causar que la herramienta no logre su ubicación esperada son las desviaciones que se presentan en el pozo debido a diferentes factores como por ejemplo el tipo de roca que se perforó. La información que dio la operadora es que en el pozo perforado no se encuentra ninguna desviación significativa que pueda impedir el paso de la herramienta.
- En la industria petrolera todas las herramientas que se usan deben tener la posibilidad de poder conectarse entre ellas y con la tubería con la cual se está bajando la herramienta, por esta razón es de gran importancia saber que conexión roscada se necesita en la parte superior e inferior, no siempre tienen que tener el mismo tipo. Para esta herramienta en específico, la operadora lo requiere con una conexión 3 ½" EUE box en la parte superior y una conexión 3 ½" EUE pin en la parte inferior.

Las conexiones se van a realizar en piezas diferentes al mandril de tal forma que, si en un futuro requieren que las conexiones sean diferentes, solo es necesario cambiar esas piezas y no toda la herramienta. Para los planos de las roscas, estas se obtienen de la norma API 5B.

- Conocer las características del revestimiento es de gran importancia debido a que con esto sabemos cuál es el diámetro por el cual se puede pasar la herramienta, también se sabe cuál es el diámetro interno del revestimiento, lo cual quiere decir que tanto deben salir las cuñas y cuanto se debe expandir el elastómero. Adicionalmente dice la máxima presión interna que se le puede ejercer al revestimiento antes de que llegue a la falla. Según la información suministrada por la operadora GeoPark, ese pozo tiene un revestimiento de

diámetro exterior de 7 5/8" con un peso de 29,7 lb/ft y que es de grado L-80. Por lo cual se obtuvo la información necesaria de la hoja de datos de revestimiento de Halliburton.

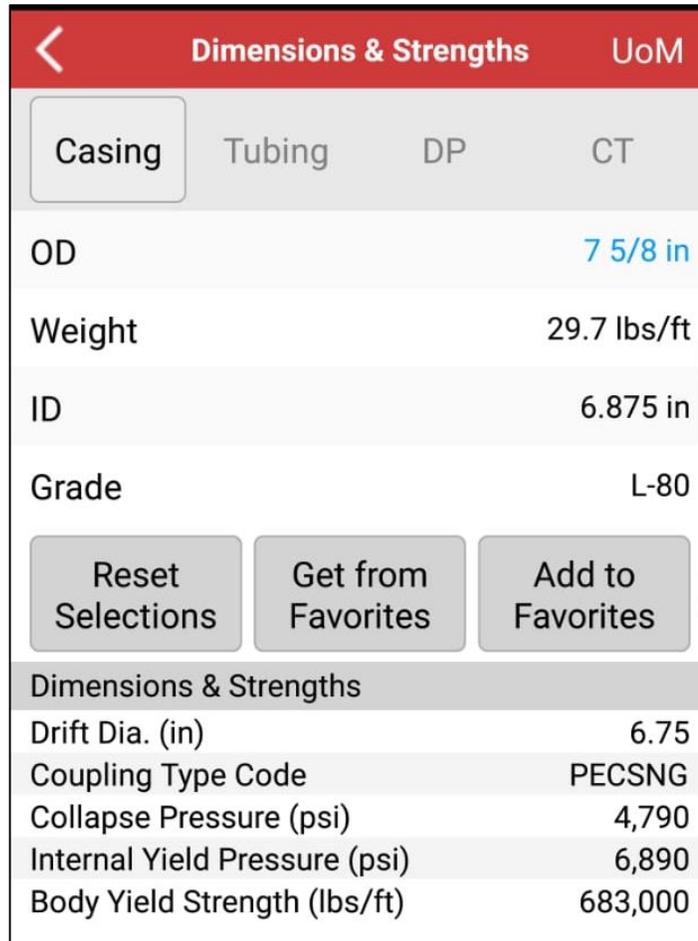
**Tabla 3.** Hoja de datos de revestimientos

API Casing Chart								
API Casing Dimensions								
CASING SIZE OD IN.	CASING COUPLING OD IN.	NOMINAL WEIGHT LBS/FT	INSIDE DIAMETER ID IN.	API DRIFT ID IN.	ROLLER CONE BIT SIZE		FIXED CUTTER BIT SIZE	
					OD	DEC	OD	DEC
4-1/2*	5.000	9.50	4.090	3.965	3-7/8	3.875	3-7/8	3.875
4.500*	5.000	10.50	4.052	3.927	3-7/8	3.875	3-7/8	3.875
	5.000	11.60	4.000	3.875	3-7/8	3.875	3-7/8	3.875
	5.000	13.50	3.920	3.795	3-3/4	3.750	3-3/4	3.750
5	5.563	11.50	4.560	4.435	4-3/8	4.375	4-3/8	4.375
5.000	5.563	13.00	4.494	4.369	4-1/4	4.250	4-1/4	4.250
	5.563	15.00	4.408	4.283	4-1/4	4.250	4-1/4	4.375
	5.563	18.00	4.276	4.151	4-1/8	4.125	4-1/8	4.375
5-1/2	6.050	14.00	5.012	4.887	4-5/8	4.750	4-5/8	4.750
5.500	6.050	15.50	4.950	4.825	4-5/8	4.750	4-5/8	4.750
	6.050	17.00	4.892	4.767	4-5/8	4.750	4-5/8	4.750
	6.050	20.00	4.778	4.653	4-1/2	4.500	4-1/2	4.500
	6.050	23.00	4.670	4.545	4-1/2	4.500	4-1/2	4.500
6-5/8	7.390	20.00	6.049	5.924	5-7/8	5.875	5-7/8	5.875
6.625	7.390	24.00	5.921	5.796	4-3/4	4.750	4-3/4	4.750
	7.390	28.00	5.791	5.666	4-3/4	4.750	4-3/4	4.750
	7.390	32.00	5.675	5.550	4-3/4	4.750	4-3/4	4.750
7	7.656	17.00	6.538	6.413	6-1/4	6.250	6-1/4	6.250
7.000	7.656	20.00	6.456	6.331	6-1/4	6.250	6-1/4	6.250
	7.656	23.00	6.366	6.241	6-1/8	6.125	6-1/8	6.125
	7.656	26.00	6.276	6.151	6-1/8	6.125	6-1/8	6.125
	7.656	29.00	6.184	6.059	6	6.000	6	6.000
	7.656	32.00	6.094	5.969	5-7/8	5.875	5-7/8	5.875
	7.656	35.00	6.004	5.879	5-7/8	5.875	5-7/8	5.875
	7.656	38.00	5.920	5.795	4-3/4	4.750	4-3/4	4.750
7-5/8	8.500	20.00	7.125	7.000	6-3/4	6.750	6-3/4	6.750
7.625	8.500	24.00	7.025	6.900	6-3/4	6.750	6-3/4	6.750
	8.500	26.40	6.969	6.844	6-3/4	6.750	6-3/4	6.750
	8.500	29.70	6.875	6.750	6-3/4	6.750	6-3/4	6.750

**Fuente:** HALLIBURTON 2.019, API Casing Chart [en línea]. Estados Unidos. La entidad [consultado: 07 de marzo de 2.019], disponible en: <http://www.nb-pipe.com/images/Casing%20Nominal%20Weight.pdf>

Esta tabla nos da lo que es el diámetro interno de 17,4625 cm (6,875”) y un diámetro drift que es de 17,145 cm (6,75”). Además de esto es necesario utilizar la aplicación eRedBook de Halliburton, el cual brinda la información con respecto a la presión de estallido y la presión de colapso.

**Imagen 6.** Información del revestimiento



Dimensions & Strengths		UoM	
Casing	Tubing	DP	CT
OD		7 5/8 in	
Weight		29.7 lbs/ft	
ID		6.875 in	
Grade		L-80	
<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <span>Reset Selections</span> <span>Get from Favorites</span> <span>Add to Favorites</span> </div>			
Dimensions & Strengths			
Drift Dia. (in)		6.75	
Coupling Type Code		PECSNG	
Collapse Pressure (psi)		4,790	
Internal Yield Pressure (psi)		6,890	
Body Yield Strength (lbs/ft)		683,000	

**Fuente:** elaboración propia con base en ERedBook de Halliburton (2.019)

Según la aplicación de Halliburton, la presión de colapso es de 33.025,89 KPa (4.790 psi) y la presión de estallido es de 47.504,88 KPa (6.890 psi). Casi siempre se trabaja con la presión de estallido ya que se busca que la presión del pozo sea mayor que la presión de la formación de tal forma que se pueda tener control del pozo, para el diseño del portaempaque se utiliza una presión de 48.263,3KPa (7.000 psi).

### 3.2 CONDICIONES DE USO

- Una de las variables importantes en el diseño de esta herramienta es la temperatura, ya que esta puede causar el cambio de algunas de las propiedades de los materiales. Al tener la temperatura máxima, se puede saber cuáles pueden ser las máximas variaciones que sufre el material, más que todo el elastómero de tal forma que se garantice que se genere el sello adecuado. Para este pozo la temperatura medida del fondo es de 132,22°C o 270°F y además no se va a realizar inyección de vapor por lo cual no se requiere que la herramienta soporte temperaturas extremas.
- La profundidad es un parámetro que influye mucho en la herramienta, no tanto por su diseño sino más que todo por la selección de que herramienta toca utilizar. Entre más profundo se vaya a ubicar la herramienta se dificulta más el asentamiento en caso de que se utilice una mecánica, por lo cual sería más recomendable una hidráulica o permanente. En este caso, el portaempaque se va a asentar en el intervalo de 7300-7500ft.
- Uno de los principales factores que toca tener en cuenta para este diseño es el método por el cual se va a realizar el asentamiento de la herramienta y con que se va a bajar. Existen diferentes formas de bajar el portaempaque, entre esas está el slickline que es un cable metálico, también el “tubing” que es una tubería flexible o se puede hacer con la misma tubería de producción. Para asentar la herramienta se puede de forma mecánica que es por medio de un arreglo de cerrojo en forma de “J” o también de forma hidráulica, todo esto depende del tipo de portaempaque que se va a diseñar teniendo en cuenta el análisis de alternativas. En este caso para el asentamiento de la herramienta se utiliza la misma tubería de producción.
- Para lograr la activación de las cuñas es necesario aplicarle una tensión a la tubería, de tal forma que el tubo cónico se mueva hacia las cuñas o también se utiliza para desasentar el portaempaque. Esta tensión es la máxima que se puede ejercer en la torre de perforación que se está utilizando en el pozo. La tensión máxima es de 60.000 lb.
- De la misma forma que en el caso anterior se requiere realizar una compresión para poder activar las cuñas en la parte superior y debe ser lo suficiente para expandir los elastómeros y generar el sello. La compresión máxima que se puede realizar con la tubería de producción es de 45.000 lb.

### 3.3 PROPIEDADES DEL FLUIDO

- El tipo de sustancias que contenga el fluido es de gran importancia ya que este puede causar que se corroe el revestimiento y la herramienta. En este caso en el pozo hay presencia de dióxido de carbono CO<sub>2</sub> tanto en forma acuosa como

gaseosa y de sulfuro de hidrogeno H<sub>2</sub>S en ambas formas también. Cuando estas dos sustancias se diluyen de su forma gaseosa en la fase líquida pueden formar varias especies reactivas como lo son el ácido carbónico, iones bicarbonatos, iones carbonatos, ácido sulfhídrico, iones de hidrosulfuro y iones de sulfuro.<sup>13</sup>

Para concluir el capítulo, se muestra en el siguiente cuadro un resumen de los principales parámetros y requerimiento que se utilizan para el diseño de la herramienta.

**Cuadro 3.** Parámetros generales

<b>PARÁMETROS Y REQUERIMIENTOS</b>		
<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
Máximo diámetro de la herramienta	17,147	Cm
Presión máxima a soportar	48.263,3	KPa
Conexión rosca hembra	3-1/2"	EUE
Conexión rosca macho	3-1/2"	EUE
Temperatura máxima	132,33	°C
Profundidad de asentamiento	2.225,04-2.286	M
Tensión máxima (over pull)	647,46	KN
Sustancias corrosivas	CO <sub>2</sub> y H <sub>2</sub> S	N/A

**Fuente:** elaboración propia con base en información dada por Geopark Colombia

<sup>13</sup>RODRIGUEZ, Mario. Predicción de tasas de corrosión debidas a la acción del sulfuro de hidrogeno en puntos de la red de saneamiento de la región de Murcia. [en línea]. Monografía. Universidad Politécnica de Cartagena. Cartagena: 2017. [Consultado 10, noviembre 2018]. Disponible en: <http://repositorio.upct.es/xmlui/bitstream/handle/10317/6278/tfg-dri-pre.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

## 4. PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

En este capítulo se seleccionan tres alternativas, las cuales se explican su funcionamiento de forma detallada para posteriormente elegir una de las tres alternativas para realizar el diseño detallado. Para el planteamiento de las alternativas del asentamiento del portaempaque se analizarán los siguientes mecanismos;

- Portaempaque Mecánico
- Portaempaque Hidráulico
- Portaempaque Permanente

Estas tres alternativas fueron seleccionadas ya que son las que pueden cumplir con los requerimientos del cliente. Algunas son más efectivas que otras, pero al mismo tiempo su precio aumenta, por lo cual se analiza cada alternativa detalladamente y después se realiza la selección.

### 4.1 DEFINICIÓN DE LAS ALTERNATIVAS

4.1.1 Portaempaque mecánico. Estos portaempaques se bajan al pozo junto con la tubería de producción y para realizar su asentamiento es necesario girar la tubería, para determinar el número de vueltas necesarias se debe mirar a que profundidad se va a poner la herramienta. La activación de las cuñas se puede realizar de diferentes maneras, las cuales son principalmente 3; compresión o peso/rotación, tensión, presión/tensión/rotación.

Los portaempaques que funcionan por medio de compresión se asientan aplicando el peso de la tubería y se recupera aplicando una tensión. Por esta razón estos portaempaques son buenos para resistir diferenciales de presiones hacia abajo, también son muy utilizados en pozos verticales y con bajas profundidades. Los que funcionan por medio de tensión son aquellos que principalmente tienen un mecanismo en “J”, por este motivo es necesario girar la tubería  $\frac{3}{4}$  de vuelta a la izquierda y después se le ejerce presión. Para liberarlo se deja caer el peso de la tubería de tal forma que compense la tensión, se gira  $\frac{3}{4}$  de vuelta a la derecha lo que causa que las cuñas vuelvan a su posición original.<sup>14</sup> En la siguiente imagen se observa como es el pasador en el mecanismo en forma de “J”.

---

<sup>14</sup> AYARACHI FLORES, Juan Mauricio. Packer de Producción. [En línea]. [Consultado el 20 de enero de 2.019]. Disponible en: <https://es.slideshare.net/juanmauri7/packer-de-produccion>.

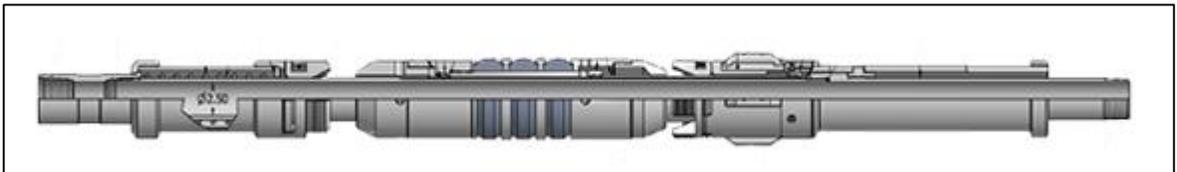
**Imagen 7.** Pasador en forma de "J"



**Fuente:** elaboración propia

Por último, en los portaempaques de activación mecánica están los mixtos o también conocidos como los de compresión-tensión. Para asentar estas herramientas es necesario realizar una rotación y adicionalmente someterlo a un peso, pero para liberarlos solo es necesario girar la tubería. Su principal ventaja es que puede soportar diferencial de presiones desde cualquier dirección y esto permite que no haya un des asentamiento debido a la elongación o a la contracción de la tubería. Esta alternativa de la herramienta no es muy recomendable en pozos de grandes profundidades debido a que es más difícil mover la tubería de producción y en estos casos es muy necesario hacerlo.<sup>15</sup>

**Imagen 8.** Portaempaque mecánico de doble agarre



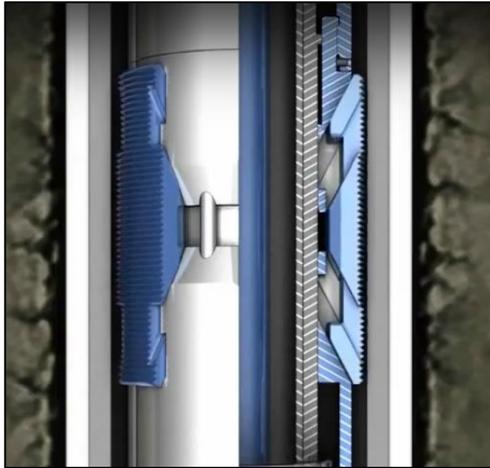
**Fuente:** PARKO SERVICES 2.018, Tipos de empaques [en línea] [consultado: 13 de noviembre de 2.018], disponible en: <http://www.parkoservices.com.co/page/productos-y-servicios/detalle/74/completamiento/tipos-de-empaques>

En la imagen anterior se observa un portaempaque mecánico, lo esencial de este tipo de herramienta es que tiene un tubo cónico que es el encargado de hacer que las cuñas se adhieran al revestimiento, para que esto funcione es necesario agregarle peso a la tubería para hacer que la herramienta se comprima como se muestra en la siguiente imagen.

---

<sup>15</sup> Ibíd. p.4

**Imagen 9.** Tubo cónico y cuñas



**Fuente:** V-Zero 2.018, Gemini retrievable bridge plug [en línea] [consultado: 20 de noviembre de 2.018], disponible en: <http://omega-completion.com>

4.1.2 Portaempaques hidráulicos. Este tipo de herramienta es muy similar al portaempaques mecánicos, lo único que cambia es que el anclaje de la herramienta se hace por medio de la presión hidráulica. Para lograr esto se le agrega un fluido dentro de la herramienta, el cual le genera una presión al pistón para que salga o en algunos casos esa presión se le agrega a los conos para que se muevan y hagan contacto con las cuñas y genere el agarre contra el revestimiento. Estos portaempaques son recomendados para pozos de poca a mediana profundidad (914,4m-2.743m), también de presiones bajas a moderadas.<sup>16</sup>

**Imagen 10.** Portaempaques hidráulicos



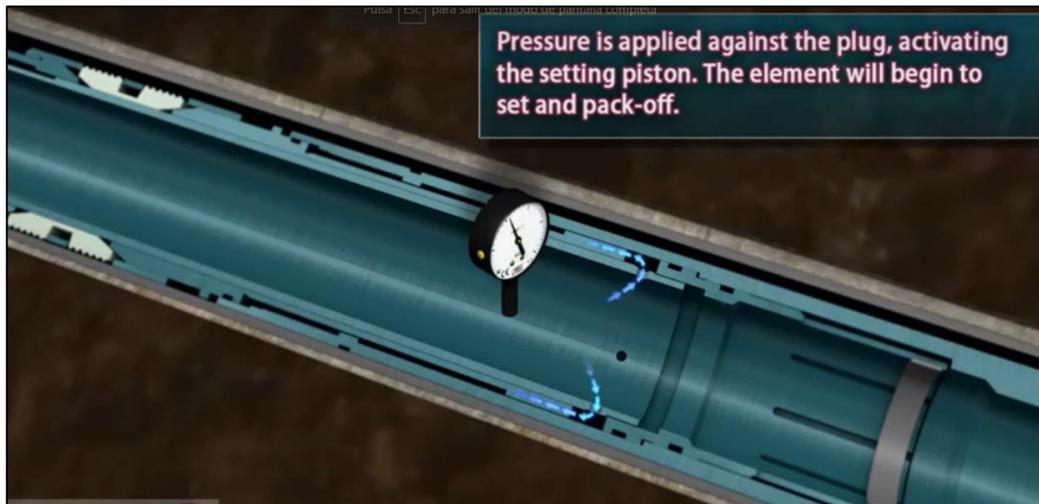
**Fuente:** PARKO SERVICES 2.018, Tipos de empaques [en línea] [consultado: 20 de noviembre de 2.018], disponible en: <http://www.parkoservices.com.co/page/productos-servicios/detalle/74/completamiento/tipos-de-empaques>

<sup>16</sup> FALCONER, Rod. Hydraulic setting tools. Halliburton: Packers, 2006. p. 8. Disponible en: [https://www.halliburton.com/content/dam/ps/public/cps/contents/Books\\_and\\_Catalogs/web/CPSCatalog/08-Packers.pdf](https://www.halliburton.com/content/dam/ps/public/cps/contents/Books_and_Catalogs/web/CPSCatalog/08-Packers.pdf)

En este tipo de herramienta la activación de las cuñas se ejerce principalmente por la presión hidráulica del fluido, a veces no se usan cuñas como tal, sino que se usan pistones. Para lograr esto se utiliza una bola de acero que tapona el paso del fluido a través del mandril, de tal forma que se causa que el fluido pase por una camisa del portaempaques y genere presión sobre los pistones generando que salgan y se adhieran al revestimiento. Una vez fijado el portaempaques se sigue aumentando la presión para generar la compresión del elastómero y así garantizar un buen sello. Finalmente se aumenta más la presión hasta fracturar unos tornillos prisioneros para liberar el tapón y así permitir el paso del fluido otra vez.<sup>17</sup>

En la siguiente imagen se observa por donde pasa el fluido en un empaque hidráulico, el cual entra en por una camisa y empieza a presurizar para generar el movimiento de las piezas.

**Imagen 11.** Fluido en empaque hidráulico



**Fuente:** TechWest Inc. Hydraulic retrievable production packer. [en línea]. [Consultado: 20, noviembre, 2018]. Disponible en: <https://www.youtube.com/watch?v=m74w2U3-CPI>

Debido a que estos portaempaques trabajan con la presión hidráulica, requieren que las piezas sean fabricadas con mayor precisión, ya que no es permitido que se presente algún tipo de fuga dentro de la herramienta. Por esta razón es más costosa la fabricación ya que algunas piezas son mecanizadas en tornos CNC para cumplir las tolerancias definidas por el fabricante.

---

<sup>17</sup> IBíd p. 10

**Imagen 12.** Inyección de fluido a un portaempaques hidráulico



**Fuente:** WELL CARE OIL TOOLS 2.017, Introduction to bridge plug [en línea] [consultado: 20 de noviembre de 2.018], disponible en: <http://www.wellcareoiltools.com>

4.1.3 Portaempaques Permanente. Los portaempaques permanente son utilizado para altas presiones, ya sea por la producción del pozo o que se están haciendo inyecciones. También debe soportar altas temperaturas ya que en la mayoría de los casos son utilizados en grandes profundidades (mayor a 3.048m). Este tipo de herramienta son utilizadas en pozos donde en un futuro se van a realizar trabajos de fractura o en pozos exploratorios en donde no se conocen las características del yacimiento. En otros casos estas herramientas son utilizadas cuando ya se está produciendo ya que a medida que se extrae el hidrocarburo el nivel de agua va subiendo hasta que se empieza a producir. Cuando ya es demasiada agua es necesario cerrar esa zona de producción y empezar desde arriba por lo cual para cerrar esa zona de producción se pone un portaempaques permanente.<sup>18</sup>

Para lograr remover este tipo de portaempaques es necesario utilizar el taladro para perforarlo o fresarlo ya que no cuentan con un mecanismo de desasentamiento. En la siguiente imagen se observa cómo se ve un portaempaques permanente.

---

<sup>18</sup> *Ibíd.* p.8

**Imagen 13.** Portaempaque Permanente



**Fuente:** WEATHERFORD 2.014, Plug and perforation completion [en línea] [consultado: 10 de diciembre de 2.018], disponible en: <https://www.youtube.com/watch?v=Z-vCBV1 AhBs>

En la mayoría de los casos estos portaempaques son mecánicos o mixtos, es decir que también tienen activación hidráulica. Lo único que los diferencia de los demás es que solo se pueden utilizar una vez ya que al finalizar la operación son perforados haciéndolos inutilizables o simplemente son dejados en el fondo del pozo.

La mayoría de las veces los portaempaques permanentes tienen menor diámetro externo que los otros portaempaques lo cual permite que baje por el pozo con mayor facilidad ya que no lo afectan tanto los desvíos que se pueden presentar. Debido a que tiene un diseño muy compacto y simple, presentan diámetros interiores más grandes que permite el paso de diferentes herramientas o tuberías a través de él y por la misma razón de que tiene un diseño simple no tienen un costo tan elevado.<sup>19</sup>

#### 4.2 ANALISIS DE LAS ALTERNATIVAS

Para poder seleccionar la mejor alternativa se utiliza el método (scoring), el cual permite evaluar los atributos con escala numérica. Para lograr esto es necesario otorgar una función de valor por cada alternativa, generando preferencias según los resultados del ponderado. Además de esto, este método nos permite realizar un análisis cuantitativo y cualitativo al mismo tiempo.

Para evaluar la funcionalidad de cada alternativa se da un valor numérico dependiendo de la favorabilidad de la herramienta como se observa en la siguiente tabla.

En la siguiente tabla se observa el valor que se le da a cada atributo teniendo en cuenta su importancia de acuerdo a parámetros técnicos y de la empresa Machine Technologies Services Ltd y también con base a una relación de costo-beneficio.

---

<sup>19</sup> PETROWIKI. Packers [en línea]. Texas, USA. La entidad. [consultado el 23 de noviembre, 2018]. Disponible en: [https://petrowiki.org/Packers#Permanent\\_packers](https://petrowiki.org/Packers#Permanent_packers)

**Tabla 4. Ponderación**

PONDERACIÓN	
VALOR NUMERICO	FAVORABILIDAD
1	No favorable
2	No muy favorable
3	Favorable
4	Muy favorable

**Fuente:** elaboración propia

Los ítems fueron valorados de la siguiente manera:

- **Costos de fabricación:** Se le dio un porcentaje de 33%, ya que para la empresa Machine Technologies Services es de gran importancia el costo de la herramienta para poder competir con el mercado que hay en Colombia, de tal forma que las empresas prefieran comprar las herramientas en el país y no importarlas de países como Estados Unidos.
- **Facilidad de asentamiento y des asentamiento:** Se le otorgo un porcentaje de 22%, ya que ambos procesos son de muy importantes para la funcionalidad de la herramienta y entre más fácil sea el proceso se requerirá menos personal y habrá mayor probabilidad de éxito.
- **Resistencia de presión y temperatura:** Se le dio un valor de 30%, es el segundo con mayor valor debido a que con este ítem se deben cumplir los requerimientos de la operadora.
- **Reutilización:** Se dio un porcentaje del 15%, ya que cualquier empresa que busque comprar la herramienta, busca obtener el mayor beneficio con la inversión realizada de tal forma que con una herramienta puedan trabajar en diferentes pozos a lo largo del tiempo.

**Cuadro 4.** Evaluación de alternativas.

ITEM	----	ALTERNATIVAS					
		Mecánico		Hidráulico		Permanente	
Costos de fabricación	33%	3	0,99	2	0,66	3	0,99
Facilidad de asentamiento y des asentamiento	22%	3	0,66	4	0,88	2	0,44
Resistencia de presión y temperatura	30%	2	0,6	3	0,9	4	1,2
Reutilización	15%	3	0,45	3	0,45	1	0,15
TOTAL	100%	11	2,7	12	2,89	10	2,78

**Fuente:** elaboración propia.

#### 4.3 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos en la evaluación de alternativas, se observa que el portaempaque hidráulico es el que presenta un mayor valor. Esto se debe a que la alternativa de la herramienta permanente no es muy rentable ya que solo puede realizar una operación mientras que los otros si se pueden retirar y utilizar en otros pozos que tengan las mismas dimensiones y el mismo revestimiento, además de esto solo son utilizado en pozos con unas presiones muy altas o cuando no se sabe la presión a la cual va a estar sometida.

El portaempaque mecánico en la industria es muy utilizado, pero de la misma forma no es muy recomendable cuando se va a trabajar con grandes presiones ya que las cuñas suelen soltarse causando que la herramienta se pueda mover. A demás de esto es más complicado su asentamiento debido a que en este caso según los parámetros previamente explicados se trabaja a una profundidad moderada entre 2.225m y 2.286m por lo cual al momento de girar la tubería de producción hay mayor posibilidad de fracturarla. Adicionalmente entre mayor sea la profundidad, mayor cantidad de giro toca hacerle en superficie a la tubería ya que lo que gira en superficie no es lo mismo que gira en el fondo del pozo, por esta razón en algunos casos se intentan hasta tres veces sin ningún éxito.

La empresa Machine Technologies Services cuenta hoy en día solo con un tipo de portaempaque hidráulico, por lo cual con este proyecto se busca implementar otro tipo de diseño basándose en la herramienta de otras empresas y que pueda

soportar grandes presiones. A pesar de que el costo del portaempaque es alto debido a que algunas piezas tocan fabricarlas con tornos y fresadoras CNC, este precio disminuye ya que en la misma empresa se puede realizar el mecanizado sin necesidad de contratar a otra empresa.

Ya seleccionado el portaempaque hidráulico se procede a realizar el diseño detallado en cual se calculan cuáles son las presiones necesarias para que la herramienta quede debidamente asentada y funciones bajo todos los requerimientos que exige el cliente.

## 5. DISEÑO

En este capítulo se realizan los cálculos pertinentes y la selección del material para el diseño del portaempaques, también se determina los esfuerzos a los cuales va a estar sometido, las dimensiones y las presiones de tal forma que se pueda garantizar que no va a ocurrir ninguna falla.

Primero se requiere conocer los sistemas que componen esta herramienta. El primer sistema que trae esta herramienta sin importar que tipo sea, es un sistema de agarre el cual está compuesto principalmente por unas cuñas y un cono que cambia una fuerza axial a una fuerza radial y esa fuerza es aplicada a las cuñas. Por este motivo se realizan los cálculos de las cuñas y del cono de tal forma que se obtenga que fuerza toca aplicarle al cono.

En la siguiente imagen en los recuadros 1 se observa la canasta de las cuñas y las cuñas, en los recuadros 2 se observa los conos los cuales se mueven axialmente hasta hacer contacto con las cuñas y transmitirle una fuerza radial de tal forma que se agarren al revestimiento.

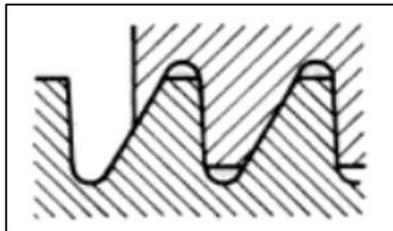
**Imagen 14.** Cuñas y conos



**Fuente:** elaboración propia

Adicionalmente como mecanismo de activación del agarre, se utiliza una rosca de espina de pescado o también conocida como dientes de sierra, esta rosca lo que permite es que un anillo se mueva en una dirección, pero no se pueda devolver. En la siguiente imagen se muestra el perfil que tiene la rosca espina de pescado.

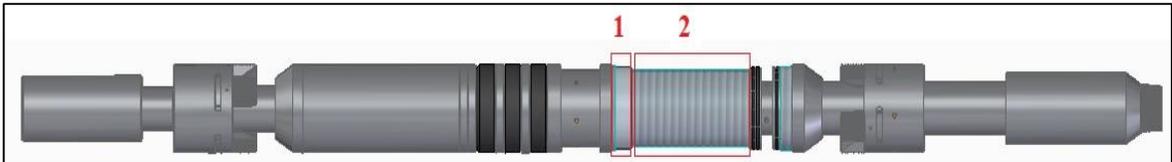
**Imagen 15.** Rosca espina de pescado



**Fuente:** KLAUE, Jürgen. Electrotecnia. Braunschweig, Alemania: Reverté S.A, 1986. 32 p. ISBN 8429134263

En la siguiente imagen se ven los dos componentes que conforman el mecanismo de anti-retorno, es decir el mecanismo que permite que los conos se muevan hacia las cuñas, pero no se regresen. En el recuadro 1 está el anillo el cual en su interior tiene la rosca de espina de pescado y en su exterior tiene una rosca ACME. Este anillo va en el interior de la camisa inferior. En el recuadro 2 se observa la camisa que en su exterior trae la rosca de espina de pescado, es decir que el anillo se puede mover hacia la derecha, pero no hacia la izquierda.

**Imagen 16.** Anillo corredor y rosca espina de pescado

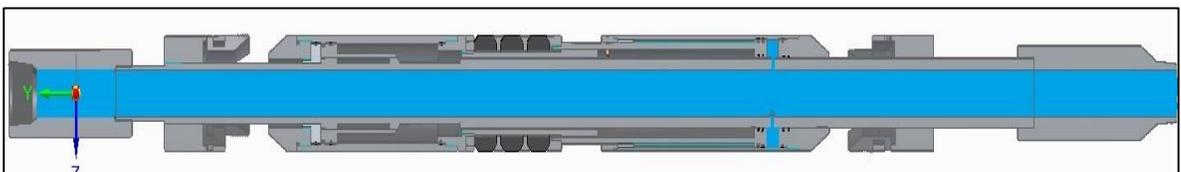


**Fuente:** elaboración propia

El segundo sistema que compone la herramienta es estructural. La estructura general de la herramienta es el mandril ya que todas las piezas van puestas sobre este. Para el mandril se realiza el cálculo de espesor mínimo de pared, también se calcula la medida total y se decide si se van a poner tornillos o rocas dependiendo de la función. En caso de utilizarse los tornillos se selecciona el tamaño de tornillo a utilizar y el esfuerzo cortante que puede soportar.

El último sistema el cual compone la herramienta es el sistema hidráulico ya que en las alternativas se seleccionó que este era el más conveniente. El sistema hidráulico es el sistema que proporciona la energía necesaria para que el sistema de agarre funcione adecuadamente.

**Imagen 17.** Sistema hidráulico del portaempaque



**Fuente:** elaboración propia

En la imagen anterior se observa un corte axial a lo largo de toda la herramienta. La parte de color azul es por donde pasa el fluido y presuriza. El mandril va a tener unos agujeros que permiten el paso del fluido a una camisa en la cual se ejerce la fuerza para la activación de todo el sistema de agarre. Cabe resaltar que este sistema hidráulico no trae ninguna llave o válvula, tampoco se realiza la selección de fluido ya que esto depende del fluido que esté disponible en el pozo, aunque en la mayoría de los casos se utiliza salmuera. Tampoco se realiza la selección de bombas ya que también depende del campo y la maquinaria hay ahí.

Para este sistema se realiza el cálculo de presiones con el cual se empiezan a mover diferentes piezas y la presión necesaria para que el sistema de agarre funcione de la forma correcta, impidiendo cualquier desplazamiento de la herramienta durante su operación.

## 5.1 SELECCIÓN DE MATERIAL

Un portaempaques puede tener gran variedad de materiales, pero de los cuales se utilizan principalmente dos, uno metálico que es con el cual se va a hacer la mayoría de las piezas como el mandril, el cono entre otros y uno no metálico que es con el que se hace el elemento sellante.

Para la selección del material para el elemento sellante es de gran importancia tener en cuenta a que fluidos corrosivos va a estar sometido y también a que temperaturas va a estar ya que esto puede causar que haya un cambio en sus propiedades. Para los portaempaques se utilizan principalmente 3 tipos de materiales para el componente sellante; de nitrilo, de vitón o teflón.

Este es un elemento indispensable para el portaempaques ya que es el encargado de mantener el fluido en una zona específica. Esta parte puede consistir en un solo elemento o en varios elementos, usualmente el elastómero consiste en tres partes. La parte superior y la parte inferior tienen mayor dureza que la del centro, esto se debe a que la parte central es la encargada de generar el sello en caso de que el revestimiento tenga alguna imperfección, mientras que la parte superior e inferior son las encargadas de impedir que pasen elementos que puedan causar daños al elastómero y en caso de que haya altas presiones y temperaturas generar un sello también.<sup>20</sup>

---

<sup>20</sup> PRODUCTION OPERATION WELL COMPLETION STIMULATION Op. Cit. p. 168.

**Imagen 18.** Elemento sellante



**Fuente:** elaboración propia

Los tres materiales ya mencionados son resistentes a sustancias corrosivas especialmente al  $H_2S$ . Cuando se van a trabajar a temperaturas inferiores a  $121,11^{\circ}C$  ( $250^{\circ}F$ ) es más recomendable el nitrilo, pero si la temperatura aumenta un poco sobre los  $148,89^{\circ}C$  ( $300^{\circ}F$ ) se usa el vitón, ya que es más resistente a la temperatura. En caso de que se vaya a trabajar a temperaturas extremas y diferenciales de presiones altas como por ejemplo a  $215,56^{\circ}C$  ( $420^{\circ}F$ ) y  $82.737,08$  KPa  $12.000psi$  es recomendable el teflón, pero este no se recomienda cuando se trabajan a temperaturas menores a  $148,89^{\circ}C$  ( $300^{\circ}F$ ).<sup>21</sup> Estas son las temperaturas recomendadas para trabajar con cada uno de los elastómeros en la industria petrolera ya que presenta mayor facilidad para deformar el elastómero sin generar cambios en su dureza. En las propiedades de cada elastómero el rango de temperatura es más grande ya que esas temperaturas no son específicamente para deformar dicho material.

A continuación, se muestran las propiedades de cada uno de los materiales mencionados anteriormente, para poder realizar una comparación.

---

<sup>21</sup> PRODUCTION OPERATION WELL COMPLETION STIMULATION Op. Cit. p. 168.

**Cuadro 5.** Propiedades mecánicas de los elastómeros

<b>PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ELASTÓMERO</b>				
<b>PROPIEDAD</b>	<b>UNIDAD</b>	<b>VITON</b>	<b>TEFLON</b>	<b>NITRILO</b>
Dureza	Shore A	75	55	70
Carga de ruptura	MPa	11	27	12
Elongación a la ruptura	%	220	310	250
Peso específico	gr/cm <sup>3</sup>	2	2,15	1,21
Resistencia a la temperatura máxima	C	200	300	140
Resistencia química al ozono	N/A	Buena	Buena	Moderada
Resistencia química a los aceites	N/A	Buena	Moderada	Excelente
Resistencia química a los ácidos	N/A	Moderada	Buena	Excelente

**Fuente:** elaboración propia con base en: <http://www.elaplas.es/wp-content/uploads/VITON.pdf>

En la tabla anterior se observan las propiedades de los elastómeros que se utiliza en la industria, de tal forma que se puede realizar la comparación entre estos.

Teniendo en cuenta que la temperatura del fondo del pozo es de 132,33°C (270 °F) y que no se realiza inyección de vapor, se usa un material que trabaje cerca a esa temperatura ya que debido al gradiente geotérmico que existe a la profundidad a la que va a estar posicionado el portaempaque la temperatura va a ser menor que la que hay en el fondo del pozo. Por este motivo se elige ninguno de los materiales mostrados anteriormente, sino que se usa el nitrilo como material para el elemento sellante ya que es resistente a los efectos corrosivos del H<sub>2</sub>S y trabaja mejor a bajas temperaturas. Específicamente se va a utilizar el caucho nitrilo NBR.

**Cuadro 6.** Ficha técnica de caucho nitrilo NBR

			
<b>FICHA TÉCNICA</b> <b>CAUCHO NITRILO</b>			
PROPIEDADES	UNIDADES	NORMA	VALORES
COLOR			NEGRO
PESO ESPECÍFICO	g/cm <sup>3</sup>		1,21
DUREZA DE INDENTACIÓN	Shore A	ASTM D2240	70
CARGA DE ROTURA	Mpa	ASTM D412	12,0
ALARGAMIENTO A LA ROTURA	%	ASTM D412	250
DESGARRO	N/mm	ASTM D624 Die C	25
TEMPERATURA DE TRABAJO	°C		-30/140
ENVEJECIMIENTO TÉRMICO POR AIRE CALIENTE A 100°C 70 HORAS		ASTM D573	Inc. Dur. Sh A:5 Inc. Carga: -15 % Inc. Alarg.: -25%
DEFORMACIÓN PERMANENTE A 100°C 22 HORAS		ASTM D395 Método B	Def. Max.: 15%
RESISTENCIA A DISOLVENTES 100°C 70 HORAS	ACEITE ASTM N°5	ASTM D471	Inc. Volumen: 5%
	ACEITE IRM 903		Inc. Volumen: 12%
RESISTENCIA QUÍMICA	OZONO		MODERADA
	ÁCIDOS Y BASES DILUIDOS		EXCELENTE
	ÁCIDOS Y BASES CONCENTRADOS		BUENA
	HIDROCARBUROS		EXCELENTE
	DISOLVENTES ORGÁNICOS		BUENA

**Fuente:** ELASTOMEROS JV. 2.018, Ficha técnica caucho nitrilo NBR [en línea] [consultado: 24 de febrero de 2.019], disponible en: [http://elastomerosjv.com/fichas\\_tecnicas/nitrilo.pdf](http://elastomerosjv.com/fichas_tecnicas/nitrilo.pdf)

Otra de las partes que son de gran importancia en esta herramienta son las cuñas de agarre, que son las encargadas de generar un aferre con el interior del revestimiento de tal forma que el portaempaques no se mueva al momento de ser sometido a las diferentes presiones. Para esto, esta parte de la herramienta debe ser capaz de poder incrustarse en el revestimiento. Por este motivo el material debe tener una muy buena dureza, por lo cual en casi todos los portaempaques se utiliza

el acero SAE 4140 con un recubrimiento de carburo de tungsteno de grado K05 con una densidad de 14,80 gr/cm<sup>3</sup>, una dureza de 93,0 HRA y de grano ultra fino. En la siguiente tabla se muestran las propiedades de tungsteno que se utilizan.

**Tabla 5.** Dureza del carburo de tungsteno según grados ISO

<i>Grados del Carburo de Tungsteno</i>					
Grado ISO	Densidad (gr/cm <sup>3</sup> )	Dureza (HRA)	Res. a la Tracción (N/mm <sup>2</sup> )	Formato	
K05	15,20-15,40	91,5	1400	Grano Medio.	
K05	15,20-15,40	92,0	1300	Grano Fino.	
K05	14,65-14,95	93,0	1760	Grano Ultra-Fino.	
K10	14,35-14,60	91,5	2060	Grano Ultra-Fino.	
K10	14,85-15,05	91,7	1800	Grano Fino.	
K10	14,85-15,05	92,0	1600	Grano Fino.	
K10	14,55-14,75	92,5	1840	Grano Ultra-Fino.	
K20	14,65-14,85	90,0	1900	Grano Medio.	
K20	14,85-15,05	90,5	1860	Grano Medio.	
K20	14,25-14,55	91,0	2160	Grano Ultra-Fino.	
K30	14,60-14,85	89,7	2060	Grano Medio.	
K30	14,60-14,85	90,0	2000	Grano Medio.	
K30	14,60-14,85	90,5	2000	Grano Fino.	
K40	14,10-14,40	87,0	2260	Grano Medio.	
K40	14,30-14,50	87,5	2260	Grano Medio.	
K40	14,25-14,55	88,0	2160	Grano Medio.	
M10	12,85-13,40	92,0	1380		
M10	12,85-13,10	92,0	1420		

**Fuente:** SMP ALEACIONES ESPECIALES 2.018, Ficha técnica carburo de tungsteno [en línea] [consultado: 24 de febrero de 2.019], disponible en: <https://www.smp.es/carburo-detungsteno>

Otra de las razones por la cual se seleccionó este material es debido a que tiene una buena resistencia a la tracción sin tener que bajar tanto la dureza. Esta resistencia de la tracción nos ayuda a garantizar que los dientes de las cuñas no se vayan a fracturar causando que la herramienta se suelte.

El carburo de tungsteno a pesar de tener muy buena dureza, tiene una muy baja tenacidad, la cual es la cantidad de energía que puede absorber un material antes de fracturarse.<sup>22</sup> En otras palabra este material no es bueno para soportar altos impactos, pero en el caso de la herramienta, eso no es de gran importancia ya que las cuñas se van a accionar de forma lenta y no van a estar sometidas a ningún tipo de impacto.

<sup>22</sup> ASKELAND, Donald R, FULAY, Pradeep y WRIGHT, Wendelin J. Ciencia e ingeniera de materiales. México, Cengage. 2011. 213 p. ISBN 139780495296027

Para el resto de las partes, lo que son el mandril, el cono y la porta cuñas entre otros, son hechos del mismo material. La mayoría de libros de producción y control de pozos recomiendan utilizar principalmente 2 materiales para estas piezas los cuales son el SAE 4140 y el SAE 4640.<sup>23</sup> En el siguiente cuadro se muestra una comparación entre las propiedades de los dos aceros ya mencionados.

**Cuadro 6.** Propiedades de los aceros

<b>PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ACERO</b>			
<b>PROPIEDADES</b>	<b>UNIDAD</b>	<b>SAE 4140</b>	<b>SAE 4340</b>
Alargamiento	%	15	16
Dureza	HB	341	363
Esfuerzo de fluencia	MPa	1.096	1.124
Esfuerzo de fractura	MPa	1.172	1.200
Módulo elástico	GPa	210	216

**Fuente:** elaboración propia con base en: <http://www.ferrocortes.com.co/download/FT-02-001-AISI-AE-4140.pdf>

Debido a que la diferencia de precios es tanta entre estos dos materiales, es más rentable utilizar el hacer SAE 4140 y aumentarle la dureza, sin modificarle tanto las otras propiedades por medio de un tratamiento térmico el cual sería revenido.

Según la información brindada por la empresa Ferrocortes, que se encuentra en el anexo 1, el acero SAE 4140 que ellos venden ya viene con un tratamiento térmico de templado y revenido, cuenta con las siguientes propiedades;

**Cuadro 7.** Propiedades mecánicas del acero SAE 4140

<b>PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ACERO SAE 4140</b>		
<b>PROPIEDADES</b>	<b>MAGNITUD</b>	<b>UNIDAD</b>
Alargamiento	15	%
Dureza	341	HB
Esfuerzo de fluencia	1.096	MPa
Esfuerzo de fractura	1.172	MPa
Módulo elástico	210	GPa

**Fuente:** elaboración propia con base en: <http://www.ferrocortes.com.co/download/FT-02-001-AISI-AE-4140.pdf>

<sup>23</sup> Ibid. p. 214

El ultimo componente que tiene la herramienta son unos tornillos o “pines” como se le dice en la industria. Estos tornillos son los encargados de mantener ciertas piezas juntas, pero solo temporalmente. Por esta razón, se requiere que el material de estos tornillos tenga un esfuerzo ultimo relativamente bajo, es decir que sea menor al que es utilizado en el resto del cuerpo pero que sea lo suficiente para soportar ciertas cargas.

En la industria y en la literatura se usan principalmente dos materiales diferentes, el bronce y el hierro colado, estos dos materiales tienen una mayor facilidad de romperse.<sup>24</sup>

Hablando con los ingenieros de la empresa Machine Technologies Services solicitan que los tornillos sean de bronce debido a que ya se encuentran en inventario por lo cual no sería necesario adquirirlo en estos momentos, en el futuro si se requerirá comprarlos y serán más fáciles de conseguir en el mercado.

Los tornillos que ya se encuentran en inventario son tornillos de diferentes diámetros, fabricados con un material de bronce SAE 40. Este es una aleación de bronce, cobre, estaño, zinc y plomo, lo cual brinda unas propiedades mecánicas bastantes buenas como por ejemplo la tenacidad y también tiene buena resistencia a la corrosión.<sup>25</sup> Entre las propiedades mecánicas del bronce SAE 40 esta;

---

<sup>24</sup> PRODUCTION OPERATION WELL COMPLETION STIMULATION Op. Cit. p. 167.

<sup>25</sup> INGEMETEC. Bronce SAE 40. [en línea]. Bogotá D.C.: La entidad. [consultado el 27 febrero, 2019]. Disponible en: <http://www.ingemetec.com/bronze-sae-40/>

**Cuadro 8.** Propiedades del bronce SAE 40

<b>PROPIEDADES MECANICAS DEL BRONCE SAE 40</b>		
<b>PROPIEDAD</b>	<b>MAGNITUD</b>	<b>UNIDAD</b>
Esfuerzo ultimo	20,4	kg/mm <sup>2</sup>
Limite elástico	9,5	kg/mm <sup>2</sup>
Alargamiento	20	%
Dureza Brinell	62	
Densidad a 20°C	8,83	gr/cm <sup>2</sup>
Coeficiente medio de expansión térmica (20-100°C)	1,8	-
Conductibilidad eléctrica	15	ohm*m
Módulo elástico	96	GPa

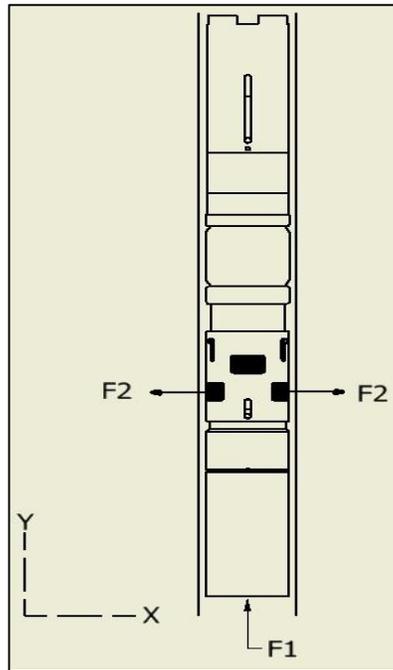
**Fuente:** Elaboración propia con base en: Ingemetec, Bronce SAE 40

## 5.2 CÁLCULO DE ESFUERZOS

En esta parte del capítulo se analiza cuáles son los principales esfuerzos que se tienen en cuenta para realizar este diseño garantizando que la herramienta genere el sello adecuado y que además no se mueva. Para esto se requiere calcular que fuerza toca aplicarles a las cuñas, para posteriormente calcular la fuerza que toca aplicarles a los conos, también que presión toca ejercerle al elemento sellante para que se expanda lo suficiente, además de esto debido a que es un portaempaque hidráulico, toca garantizar que la presión del fluido que va por la camisa no supere la presión de colapso del mandril ni tampoco la de estallido de los otros elementos. Por último, se definen cuáles son las piezas críticas, que no sean las ya mencionadas, para calcular sus esfuerzos de tal forma que no fallen durante su operación.

5.2.1 Cálculo de esfuerzos en las cuñas. Se tiene en cuenta que las cuñas son las encargadas de generar una fuerza radial que debe ser lo suficiente para soportar las fuerzas axiales que se están generando. Para esto primero se realiza el diagrama de cuerpo libre de la herramienta para analizar cuáles son las fuerzas generales que actúan sobre ella como se muestra en la siguiente imagen.

**Imagen 19.** Fuerzas generales de la herramienta



**Fuente:** elaboración propia

Este diagrama de cuerpo libre muestra las fuerzas en general donde F2 son las fuerzas que tiene que ejercer las cuñas de forma radial y F1 es la fuerza que genera el diferencial de presión dentro del pozo, la fuerza F1 es una fuerza radial y puede ser tanto positiva como negativa. Es necesario tener en cuenta que las cuñas son estriadas por lo cual la fuerza va a cambiar, por este motivo más adelante se muestra otro diagrama con las fuerzas que se ejercen sobre el diente de la cuña.

La herramienta se va a diseñar con dos juegos de cuñas las cuales están sujetas a las canastas de cuñas que están ubicadas en la parte superior y en la parte inferior de la herramienta, como se muestra en la siguiente imagen en los recuadros rojos.

**Imagen 20.** Ubicación de las cuñas en la herramienta



**Fuente:** elaboración propia

Para las cuñas se tienen las convencionales que son las que requieren de un cono para poder ejercer una fuerza radial. Estas están ubicadas en la parte superior e inferior de la herramienta. Dependiendo de la presión que se requiera soportar, se puede ir aumentando el número de cuñas, en la mayoría de los casos estas

herramientas vienen con 4 a 6 cuñas convencionales. Además de esto, estas cuñas también vienen con un ángulo el cual tiene que ser el mismo que es del cono de tal forma que se deslice sin ningún problema permitiendo transmitir la fuerza. En la siguiente imagen se muestra las cuñas convencionales que se van a utilizar.

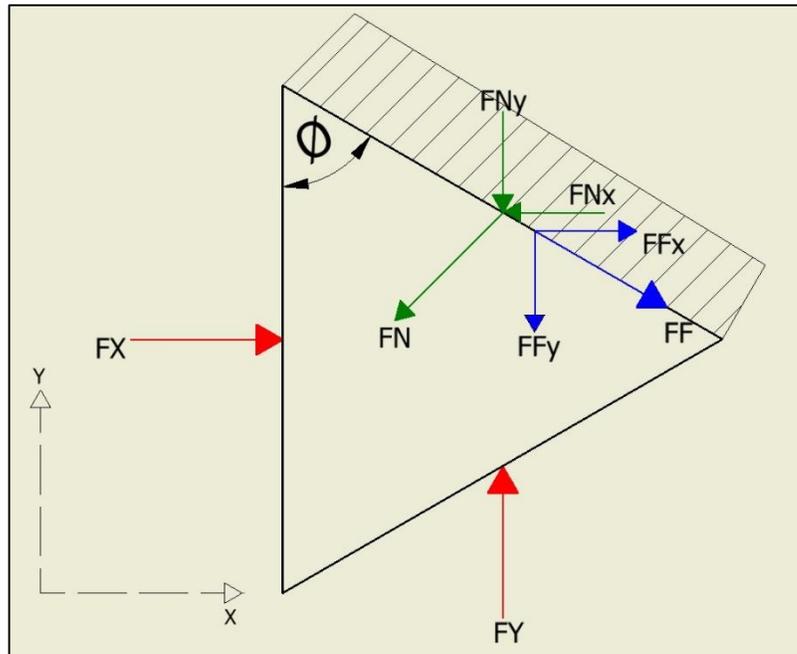
**Imagen 21.** Cuñas del portaempaques



**Fuente:** elaboración propia

Las cuñas convencionales que compra la empresa MTS vienen con dientes de  $45^\circ$  con área de  $3,06 \times 10^{-3} \text{ m}^2$  por cuña. Para calcular la fuerza que se requiere aplicar a esta, se realiza un diagrama de cuerpo libre en la cual se tiene en cuenta todas las fuerzas que actúan sobre ella, es decir las fuerzas normales, las fuerzas de fricción, la fuerza que se genera por el diferencial de presión y las fuerza que el cono le tiene que ejercer. En la siguiente imagen se muestra el diagrama de cuerpo libre.

**Imagen 22.** Fuerzas en la cuña



**Fuente:** elaboración propia

En la imagen anterior FF es la fuerza de fricción que se crea entre la cuña y el revestimiento, esta está descompuesta por sus respectivos componentes. FN es la fuerza normal que le ejerce el revestimiento a la cuña y también está descompuesta. Finalmente, está la fuerza FY que es la que aplica la presión del pozo y la FX que es la que se requiere aplicarle a la cuña para que permanezca estática

Teniendo una presión de 48.263,299 kPa (7.000 psi), se usa como la máxima a la cual va a estar sometida la herramienta, ya que es superior a la presión de estallido del revestimiento de tal forma que se garantiza que primero fallaría el revestimiento antes que el portaempaque. Basándose en diseños previos que ya hay en la empresa y hablando con los ingenieros, se decide poner 4 cuñas convencionales en la parte inferior y 4 cuñas convencionales en la parte superior.

Con base en lo anterior se realiza el cálculo de la fuerza que ejerce dicha presión máxima sobre la herramienta, esta va a ser la fuerza  $F_y$ . Para esto se realiza el cálculo del área transversal la cual va a estar sometida a esta presión. Esta área se toma como la resta entre el área interna del revestimiento y el área de la tubería de producción.

**Ecuación 1. Área de un círculo**

$$\text{Área de un círculo} = \pi \times r^2$$

**Fuente:** IRWIN, Claude.  
Matemáticas prácticas. Sevilla,  
España: Reverté, 2003. 317 p.  
ISBN 8429151125

El diámetro interior del revestimiento es de 0,1746m. (6,875 in.), para calcular el área del círculo se requiere del radio por el cual se divide el diámetro en 2 y se obtiene un radio de 0,0873125m. con el cual se calcula el área interna del revestimiento.

$$\text{Área interna del revestimiento} = \pi \times (0,0873125m)^2 = 0,02395 m^2$$

El diámetro interno de la tubería de producción es de 0,06985m. (2,75 in.) por lo cual el radio que se utiliza para el cálculo es de 0,035m. Después de calcular el área transversal interna del revestimiento, se procede a calcular el área transversal interna de la tubería de producción como se muestra a continuación.

$$\text{Área tubería de producción} = \pi \times (0,035m)^2 = 0,003848 m^2$$

Finalmente, se realiza la resta entre el área del revestimiento y el área de la tubería de producción para obtener el área transversal que va a estar sometida a la presión del pozo.

$$\text{Área total} = (0,02395 - 0,003848)m^2 = 0,0201 m^2$$

Con base al principio de Pascal, el cual menciona que la presión actúa de forma uniforme en todas las direcciones de un volumen<sup>26</sup>, se puede decir que la presión de empuje hacia arriba es la misma que la de colapso del revestimiento.

Para calcular la fuerza  $F_y$  se hace con respecto a la ecuación que define la presión como fuerza sobre área<sup>27</sup>:

**Ecuación 2. Presión**

$$\text{Presión} = \frac{\text{Fuerza}}{\text{Área}}$$

**Fuente:** MOTT, Robert.  
Mecánica de fluidos. México:  
Pearson Educación. 2006. 3 p.  
ISBN 9702608058

<sup>26</sup> MOTT, Robert. Mecánica de fluidos. México: Pearson Educación. 2006. 13 p. ISBN 9702608058

<sup>27</sup> Ibid. 4 p.

Despejando la ecuación anterior de tal forma que se pueda calcular la fuerza, queda de la siguiente forma;

$$Fuerza = Presión \times \text{Área}$$

Con la ecuación anterior ya se procede a calcular la fuerza  $F_y$ , utilizando la presión de diseño de 48.263,299 kPa y el área que obtenida de la resta de las áreas del revestimiento y tubería de producción de 0,0201 m<sup>2</sup>. como se muestra a continuación.

$$F_y \text{ total} = (48.263,299 \text{ kPa}) \times (0,0201 \text{ m}^2) = 970,189 \text{ kN}$$

La fuerza de 970,189 kN es la fuerza total a la cual está sometida la herramienta al momento de estar a presión máxima, actúa de forma axial sobre el portaempaques. Esta fuerza se distribuye de forma equitativa en los juegos de cuñas superiores e inferiores, por lo cual se divide en 2, es decir que cada juego de cuñas tiene que soportar una fuerza de 485,094 kN, ya esto se procede a calcular cuanta fuerza es ejercida a cada una de las cuñas como se muestra a continuación.

$$F_y \text{ por cuña conveccional} = \frac{489,094 \text{ kN}}{4} = 121,274 \text{ kN}$$

Ya con las fuerzas axiales que debe soportar cada cuña se procede a calcular que fuerza se requiere aplicarle a la cuña para mantener un equilibrio estático. Esto se logra por medio de la ecuación para descomponer vectores. Además de la descomposición de fuerzas también se realiza la sumatoria de estas para despejar el valor de  $FN_x$  y así calcular la fuerza que se necesita aplicar a las cuñas. A continuación, se muestra la ecuación para calcular la fuerza normal por medio de la descomposición vectorial,

### **Ecuación 3.**

Descomposición vectorial

$$FN = \frac{FN_y}{\cos \emptyset}$$

**Fuente:** BURBANO,  
Santiago. Física general.  
Madrid: Tébar, 2003. 39  
p. ISBN 9788495447821

Donde:

- FN: Fuerza normal (kN)
- $FN_y$ : Componente en el eje Y de la fuerza normal (kN)
- $\emptyset$ : Ángulo de del diente de la cuña (grados)

Teniendo conocimiento que el ángulo es de 45° la fuerza normal se descompone en magnitudes iguales tanto en el eje X como en el eje Y, por lo cual  $FN_y$  sería igual que  $FN_x$ . Debido a que hay contacto entre dos materiales se genera una fuerza de fricción o una fuerza de rozamiento, esta depende de la fuerza normal que se está ejerciendo y del coeficiente de fricción estática de los materiales que están en contacto.<sup>28</sup>

**Ecuación 4.** Fuerza de fricción

$$FF = FN * \mu_e$$

**Fuente:** BUFFA, Anthony. Física. México: Pearson Educación, 2003. 125 p. ISBN 9702604257

Donde:

- FF: Fuerza de fricción (kN)
- $\mu_e$ : Coeficiente de fricción estático

Utilizando la ecuación 3 y reemplazando en la ecuación 4 de tal forma que se deje en solo términos de  $FN_y$  se obtiene la siguiente ecuación;

**Ecuación 5.** Fuerza de fricción en términos de  $FN_y$

$$FF = \left( \frac{FN_y}{\cos \phi} \right) * \mu_e$$

**Fuente:** Elaboración propia con base en BURBANO, Santiago. Física general. Madrid: Tébar, 2003. 39 p. ISBN 9788495447821

Se utiliza otra vez la descomposición vectorial para hallar el valor del componente en el eje Y de la fuerza de fricción ( $FF_y$ ) para realizar la sumatoria de fuerzas, la ecuación para calcular  $FF_y$  se muestra a continuación;

---

<sup>28</sup> BUFFA, Anthony. Física. México: Pearson Educación, 2003. 125 p. ISBN 9702604257

**Ecuación 6.** Fuerza de fricción en el eje Y

$$FF_y = FF * \cos \phi$$

**Fuente:** Elaboración propia con base en BURBANO, Santiago. Física general. Madrid: Tébar, 2003. 39 p. ISBN 9788495447821

Se realiza el reemplazo de la ecuación 5 en la ecuación 6 de tal forma que se pueda calcular  $FF_y$  utilizando  $FN_y$  de tal forma que se obtiene la siguiente ecuación.

**Ecuación 7.** Fuerza de fricción en el eje Y en términos de  $FN_y$

$$FF_y = \left( \left( \frac{FN_y}{\cos \phi} \right) * \mu_e \right) * \cos \phi$$

**Fuente:** Elaboración propia con base en BURBANO, Santiago. Física general. Madrid: Tébar, 2003. 39 p. ISBN 9788495447821

Ahora que todas las ecuaciones ya están en términos de  $FN_y$ , se procede a realizar la sumatoria de fuerzas en el eje Y. Debido a que va a estar estático la sumatoria de fuerzas debe dar 0. Para poder realizar la sumatoria de fuerzas es necesario conocer el coeficiente de fricción estática entre el tungsteno y el acero el cual es de 0,15<sup>29</sup> A continuación, se muestra la ecuación final de la sumatoria de fuerzas en el eje y;

**Ecuación 8.** Sumatoria de fuerzas en el eje Y

$$0 = FN_y + \left( \frac{FN_y * \mu_e * \cos \phi}{\cos \phi} \right) - FY$$

**Fuente:** Elaboración propia con base en BURBANO, Santiago. Física general. Madrid: Tébar, 2003. 41 p. ISBN 9788495447821

Debido a que en la fracción el coseno esta tanto en el numerador como en el denominador, se puede cancelar quedando solo el coeficiente de fricción con la

---

<sup>29</sup> SERWAY, Raymond. Physics for scientists and engineers. California: Thomson Learning, 2008. 119 p. ISBN 9780495013129

fuerza normal en Y, finalmente se realiza el despeje de  $FN_y$  quedando la ecuación como se muestra a continuación.

**Ecuación 9.** Fuerza normal en el eje Y

$$FN_y = \frac{FY}{1 + \mu_e}$$

**Fuente:** Elaboración propia con base en BURBANO, Santiago. Física general. Madrid: Tébar, 2003. 39 p. ISBN 9788495447821

Con la ecuación ya definida para calcular la fuerza normal en el eje Y, se procede a reemplazar los valores y realizar el cálculo como se muestra a continuación.

$$FN_y = \frac{121,274 \text{ kN}}{1,15} = 105,45 \text{ kN}$$

Ya con la fuerza  $FN_y$  se puede calcular el resto de las fuerzas que hacen faltan, para finalmente poder hacer la sumatoria de fuerzas en el eje X. A continuación, se realiza el cálculo de la fuerza normal utilizando la ecuación 3.

$$FN = \frac{105,45 \text{ kN}}{\cos 45} = 149,12 \text{ kN}$$

Posteriormente se realiza el cálculo de la fuerza de fricción utilizando el valor de la fuerza normal calculado anteriormente y utilizando la ecuación 4, a continuación, se muestra el cálculo.

$$FF = (149,12 \text{ kN}) * 0,15 = 22,36 \text{ kN}$$

Finalmente se realiza la descomposición de la fuerza de fricción para obtener dicha fuerza en el eje Y, de la siguiente manera.

$$FF_y = 22,36 \text{ kN} * \cos 45 = 15,81 \text{ kN}$$

Como se mencionó anteriormente debido a que el ángulo es de  $45^\circ$  al momento de descomponer las fuerzas, las fuerzas en el eje "X" y en el eje "Y" tienen la misma magnitud. Por este motivo ahora se puede realizar la sumatoria de fuerzas en el eje "X" para calcular la fuerza necesaria que se debe aplicar a las cuñas.

**Ecuación 10.** Sumatoria de fuerzas en el eje X

$$0 = FX + FFx - FNx$$

**Fuente:** Elaboración propia con base en BURBANO, Santiago. Física general. Madrid: Tébar, 2003. 41 p. ISBN 9788495447821

En la ecuación anterior se realiza la sumatoria de fuerzas en el eje X con base al diagrama de cuerpo libre mostrado en la imagen 22. A continuación se realiza el reemplazo de las fuerzas utilizando los valores calculados anteriormente.

$$0 = FX + 15,81 \text{ kN} - 105,45 \text{ kN}$$

Finalmente se realiza el despeje de la fuerza que toca aplicar a la cuña y se procede a calcular.

$$FX = 105,45 \text{ kN} - 15,81 \text{ kN} = 89,64 \text{ kN}$$

A cada cuña toca aplicarle una fuerza de 89,64 kN para poder garantizar que la herramienta no se va a mover al momento que esté sometida a presión máxima.

5.2.2 Cálculo de esfuerzos en el cono. Teniendo en cuenta la fuerza que toca aplicarle a la cuña calculada anteriormente, se procede a calcular las fuerzas del cono superior y cono inferior. Para calcular esa fuerza se usa el ángulo del cono que tiene que ser el mismo que el de la cuña, de  $70^\circ$ . Los conos están ubicados cerca de las cuñas como se muestra en la siguiente imagen en el recuadro rojo.

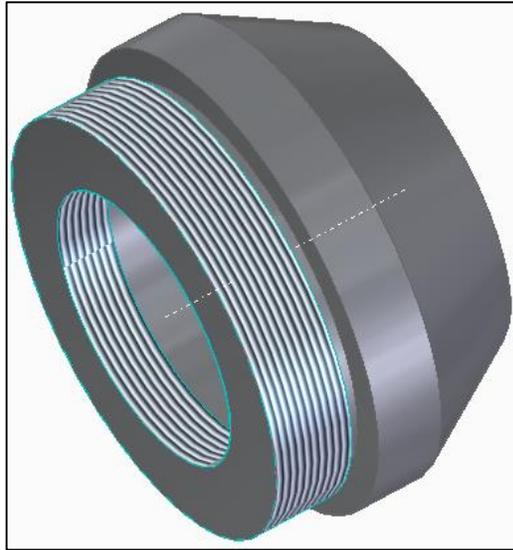
**Imagen 23.** Ubicación de los conos



**Fuente:** elaboración propia

Los conos van conectados por medio de una conexión roscadas, a la camisa superior e inferior respectivamente. En el caso del cono inferior cuenta con unos empaques ya que este está sometido directamente a la presión de asentamiento de la herramienta, mientras que el cono superior es empujado por la camisa superior. A continuación, se muestra como es el cono superior.

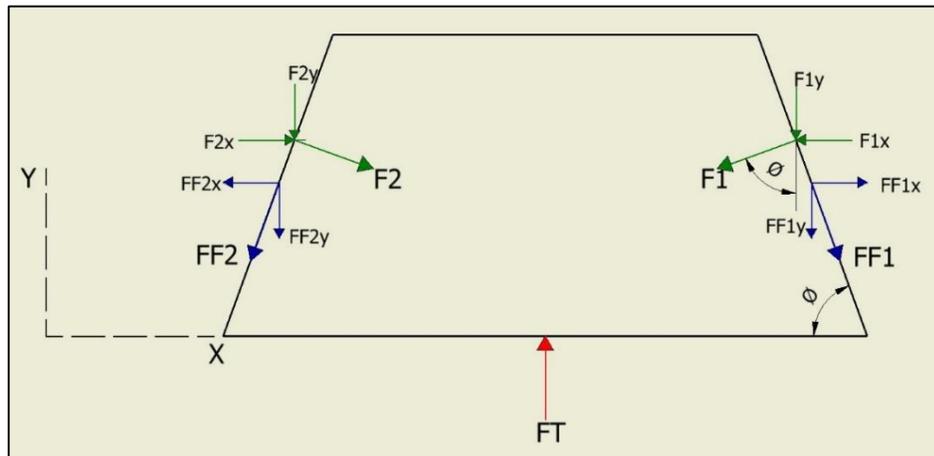
**Imagen 24.** Cono superior



**Fuente:** elaboración propia

Se realiza un procedimiento parecido al de la cuña en la que se necesita descomponer las fuerzas para finalmente realizar una sumatoria de las mismas. En la siguiente imagen se muestra el diagrama de cuerpo libre del cono.

**Imagen 25.** Fuerzas en el cono



**Fuente:** elaboración propia

Con base en el diagrama de fuerzas se tiene que la fuerza  $F_{x1}$  es la fuerza que toca aplicarle a la cuña la cual ya fue calculada y las fuerzas  $FF$  son las fuerzas de fricción que se crean en las cuñas y el cono. Ahora se procede a calcular  $F_1$  y de tal forma que se pueda después calcular  $F_{y1}$ . Las fuerzas  $F_2$  son aquellas de la otra cuña la cual tienen la misma magnitud, pero en sentido contrario. Para hacer todos estos cálculos se utilizan las mismas ecuaciones que fueron utilizadas para las cuñas.

Para calcular la fuerza F1 se utiliza el mismo concepto de la ecuación 3 pero utilizando la función trigonométrica de seno como se muestra a continuación.

$$F1 = \frac{F1x}{\sin \emptyset}$$

Se realiza el reemplazo de los valores en donde F1<sub>x</sub> es la fuerza que se requiere aplicar a la cuña la cual ya fue calculada y se obtuvo un valor de 89,64 kN y el ángulo es de 70°.

$$F1 = \frac{89,64 \text{ kN}}{\sin 70^\circ} = 95,39 \text{ kN}$$

Ya que se tiene la fuerza normal a la cara del cono, se calcula la fuerza F<sub>y1</sub>, la cual es la fuerza axial que le está aplicando la cuña al cono. Se utiliza la descomposición vectorial con la función trigonométrica de coseno y se realiza el despeje, de tal forma que se pueda calcular la fuerza que le ejerce la cuña al cono en el eje Y (F<sub>1y</sub>) como se muestra en la siguiente ecuación.

$$F1y = F1 \times \cos \emptyset$$

El valor de F1 es reemplazado en la ecuación anterior para calcular el componente en el eje "Y" de dicha fuerza. A continuación, se realiza el cálculo de la fuerza F<sub>1y</sub>.

$$F1y = 95,39 \text{ kN} \times \cos 70^\circ = 32,62 \text{ kN}$$

Como fue mencionado anteriormente los componentes de las fuerzas F1 y F2 son iguales por lo cual ya se conoce el valor de F<sub>2y</sub>.

Ahora que ya se tiene calculada la fuerza normal que se genera (F1), se procede a calcular la fuerza de la fricción utilizando la ecuación 4. En la cual se va a utilizar el mismo coeficiente de fricción que se utilizó en las cuñas ya que es contacto metal con metal. A continuación, se muestra el cálculo de la fuerza de fricción generada.

$$FF = 95,39 \text{ kN} * 0,15 = 14,3 \text{ kN}$$

Con la fuerza de fricción ya calculada, se realiza la descomposición vectorial con el ángulo del cono de 70° para obtener el valor de su componente en Y, los componentes en X no son necesario calcular ya que se cancelan entre sí.

$$FFy = 14,3 \text{ kN} * \sin 70^\circ = 13,43 \text{ kN}$$

Finalmente se realiza la sumatoria de fuerzas con base al diagrama de cuerpo libre del cono de tal forma que, de estático. Se procede a despejar la fuerza total (FT) y calcular su valor.

$$0 = FT - F1y - F2y - FF1y - FF2y$$

$$FT = F1y + F2y + FF1y + FF2y$$

$$FT = 32,62 \text{ kN} + 32,62 \text{ kN} + 13,43 \text{ kN} + 13,43 \text{ kN} = 92,1 \text{ kN}$$

La fuerza calculada se multiplica por 2 debido a que en el diagrama solo se tuvieron en cuenta 2 de las 4 cuñas por lo cual da que la fuerza axial que se requiere aplicar al cono es de 184,2 kN.

5.2.3 Cálculo de esfuerzos en el elastómero. Teniendo en cuenta que se requiere realizar una compresión en el elastómero de tal forma que se logra deformar generando un sello con el revestimiento del pozo, se procede a realizar el cálculo de la fuerza requerida para deformar el elastómero y la fuerza necesaria para generar un sello que soporte un diferencial de presión.

Primero es necesario conocer donde están ubicados los elastómeros, los cuales se muestran en la siguiente imagen en el recuadro rojo. Como ya fue mencionado anteriormente estas gomas son las encargadas de generar el sello en el espacio anular e impedir el paso del fluido.

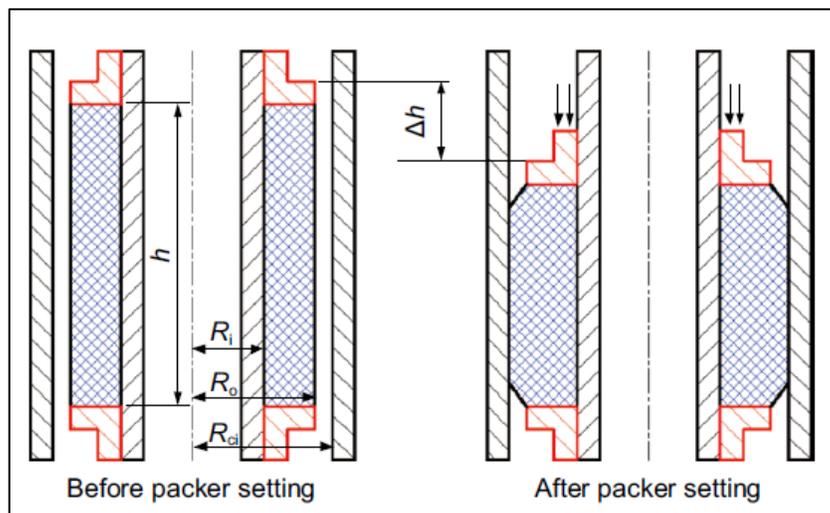
**Imagen 26.** Ubicación de los elastómeros



**Fuente:** elaboración propia

En un portaempaques para lograr un buen sello la fuerza con la que se comprime el elastómero, además de deformar la pieza debe garantizar que la fuerza de fricción entre la goma y el revestimiento sea lo suficiente para soportar la presión que se genera en el pozo. En la siguiente imagen se muestra cómo se deforma el elastómero para hacer contacto con el revestimiento.

**Imagen 27.** Deformación del elastómero



**Fuente:** ZHANG, Xin. Sealing properties and structure optimization of packer rubber under high pressure and high temperature. *Petroleum Science*. 2019, volumen 16, 634 p. ISBN 19958226

Para calcular la fuerza de compresión necesaria para que el elastómero haga contacto con el revestimiento, se utiliza una generalización de la ecuación de Hooke.<sup>30</sup>

**Ecuación 11.** Fuerza para hacer contacto con el revestimiento.

$$F_c = 2 * \pi * \frac{E * R_{ci}}{1 + \mu} * (R_{ci} - R_o)$$

**Fuente:** ZHANG, Xin. Sealing properties and structure optimization of packer rubber under high pressure and high temperature. *Petroleum Science*. 2019, volumen 16, 635 p. ISBN 19958226

Donde:

- E = Modulo de elasticidad (MPa)
- $\mu$  = Razón de Poisson
- $R_{ci}$  = Diámetro interior del revestimiento (mm)
- $R_o$  = Diámetro exterior del elastómero (mm)

<sup>30</sup> ZHANG, Xin. Sealing properties and structure optimization of packer rubber under high pressure and high temperature. *Petroleum Science*. 2019, volumen 16, 635 p. ISBN 19958226

Para realizar el cálculo es necesario conocer cuál es el módulo elástico del nitrilo shore A 70 el cual se observa en la siguiente tabla.

**Tabla 6.** Propiedades del nitrilo

Order number	Hardness $H$ , IRHD	Elastic modulus $E_0$ , MPa	Material coefficients of rubber	
			$C_{10}$	$C_{01}$
1	60	4.42	0.491	0.294
2	65	5.54	0.616	0.307
3	70	6.96	0.774	0.387
4	75	8.75	0.972	0.486
5	80	10.98	1.221	0.610
6	85	13.80	1.533	0.767
7	90	17.33	1.926	0.963
8	95	21.77	2.420	1.410

**Fuente:** ZHANG, Xin. Sealing properties and structure optimization of packer rubber under high pressure and high temperature. *Petroleum Science*. 2019, volumen 16, 634 p. ISBN 19958226

También es necesario conocer el coeficiente de Poisson o la razón de Poisson, la cual es la relación entre la deformación elástica longitudinal producida por un esfuerzo de tensión sencillo o de compresión con la deformación lateral que ocurre de forma simultánea.<sup>31</sup>

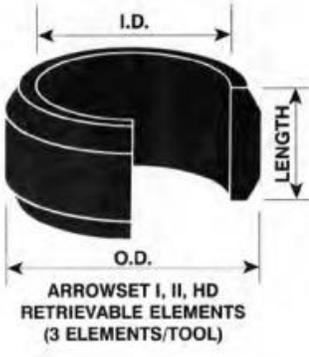
Según un artículo realizado por Xin Zhang sobre los elastómeros utilizados en los portaempaques, el coeficiente de Poisson del nitrilo HBR shore A 70 es de 0,5 la cual muestra que tiene buena capacidad de deformarse al momento de ser sometido a tensión o a compresión.<sup>32</sup>

En la mayoría de los casos los elastomeros se compran por lo cual ya vienen con unas medidas estandares, en la siguiente imagen se muestra las medidas del elastomero para un portaempaque de 7 5/8”.

<sup>31</sup> ASKELAND, Donald. Op. Cit. 213 p.

<sup>32</sup> ZHANG. Op. Cit., p.635

**Imagen 28.** Medidas del elastómero



ARROWSET I, II, HD RETRIEVABLE					
SIZE	TUBULAR WT (LBS/FT)	P/N	O.D.	I.D.	LENGTH
2 7/8	6.4	PR221	2.240	1.400	2.000
4	9.5 - 11	PR048	3.177	2.228	2.700
4 1/2	15.5	PR249	3.600	2.310	1.730
5 1/2	9.5 - 13.5	PR022	3.625	2.750	1.688
	13 - 15.5	PR010	4.600	3.140	2.520
5 1/2 x 2 1/2	15.5 - 20	PR007	4.500	3.140	2.520
	13 - 15.5	PR252	4.600	3.250	2.520
6	15.5 - 20	PR251	4.500	3.250	2.520
	15 - 23	PR027	4.930	3.140	2.520
7	17 - 35	PR132	5.750	4.120	2.625
7 5/8	24 - 29.7	PR268	6.500	4.125	2.531
6 5/8	17 - 20	PR132	5.750		

**Fuente:** PACKER HANNIFIN. Replacement parts for packers. [en línea]. Salt Lake City. La entidad. [consultado el 20 de abril 2019]. Disponible en: <https://www.parker.com/literature/Engineered%20Polymer%20Systems/5298.pdf>

El elastómero cuenta con un radio exterior de 85,72 mm y el revestimiento con un radio interior de 87,31mm. Ahora se calcula la fuerza necesaria para hacer que el elastómero haga contacto con el revestimiento.

$$F_c = 2 * \pi * \frac{6,95MPa * 87,31mm}{1 + 0,5} * (87,31 - 85,72)$$

$$F_c = 4,041kN$$

Además de hacer contacto con el revestimiento, el elastómero debe generar un sello de la forma que soporte un diferencial de presión máximo de 47,5 MPa debido a que es la presión máxima que puede soportar el revestimiento antes de sufrir un estallido. Esta fuerza se calcula utilizando la siguiente ecuación.

**Ecuación 12.** Fuerza de sello

$$F_{\Delta p} = \frac{\pi * \Delta P * (R_{ci}^2 - R_i^2) * (R_o^2 - R_i^2)}{4 * f * R_i * h * (1 - \epsilon_z)}$$

**Fuente:** ZHANG, Xin. Sealing properties and structure optimization of packer rubber under high pressure and high temperature. *Petroleum Science*. 2019, volumen 16, 635 p. ISBN 19958226

Donde:

- $\Delta P$  = Diferencial de presión máximo (MPa)
- $R_{ci}$  = Radio interior del revestimiento (mm)
- $R_i$  = Radio interior del elastómero (mm)

- $R_o$  = Radio exterior del elastómero (mm)
- $f$  = Coeficiente de fricción
- $h$  = Longitud del elastómero (mm)
- $\varepsilon_z$  = Deformación relativa axial

Los valores del diferencial de presión máxima y los radios ya fueron mencionados anteriormente excepto el del radio interior del elastómero el cual es de 63,5mm, una longitud total del elastómero de 168mm y un coeficiente de fricción de 0,3.<sup>33</sup> Para hallar la deformación relativa axial se utiliza la siguiente ecuación.

**Ecuación 13.** Deformación relativa axial

$$\varepsilon_z = \frac{2 * R_{ci} * (R_{ci} - R_o)}{(R_{ci}^2 - R_i^2)}$$

**Fuente:** ZHANG, Xin. Sealing properties and structure optimization of packer rubber under high pressure and high temperature. *Petroleum Science*. 2019, volumen 16, 635 p. ISBN 19958226

Reemplazando los valores se obtiene el siguiente resultado.

$$\varepsilon_z = \frac{2 * 87,31mm * (87,31mm - 85,72mm)}{(87,31mm^2 - 63,5mm^2)} = 0,077$$

Con todos los datos necesarios ya se puede calcular la fuerza requerida para generar el sello que soporte el diferencial de presión, a continuación, se reemplaza los valores y se realiza el cálculo.

$$F_{\Delta p} = \frac{\pi * 47,5MPa * (87,31mm^2 - 63,5mm^2) * (85,72mm^2 - 63,5mm^2)}{4 * 0,3 * 63,5mm * 168mm * (1 - 0,077)}$$

$$F_{\Delta p} = 150,36kN$$

Se requiere una fuerza de 150,36 kN para comprimir el elastómero y que soporte un diferencial de presión de 47,5 MPa. Esta fuerza es menor a la fuerza que se requiere aplicar a los conos por, lo cual, al momento de aplicarle la fuerza necesaria a los conos, ya se garantiza que la a los elastómeros se les está aplicando la fuerza necesaria para generar el sello.

---

<sup>33</sup> ZHANG. Op. Cit., p.635

5.2.4 Cálculo de esfuerzos en los tornillos. Al momento de ensamblar la herramienta, esta viene con unos pines o tornillos los cuales se encargan de mantener todas las piezas en su lugar. Cuando se realiza la presurización para poder asentar el portaempaques es necesario que la presión sea lo suficientemente alta para poder romper estos tornillos.

Como se mencionó anteriormente los tornillos que se utilizan son de bronce de tal forma que son más fáciles de fracturar que los de acero. La herramienta tiene tres juegos de pines en las cuales dos se diseñan para que se rompan al momento de asentar la herramienta y el otro juego de tornillos se fractura para soltar el portaempaques y poder extraerlo del pozo.

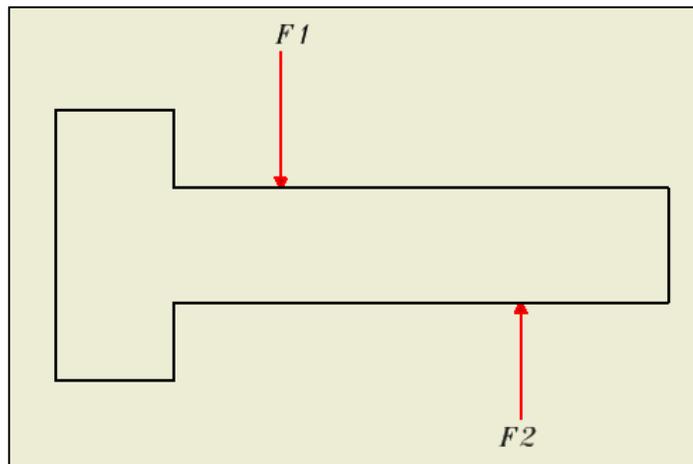
**Imagen 29.** Tornillos de la herramienta



**Fuente:** elaboración propia

En los tornillos prisioneros que se utilizan se presenta un caso de esfuerzo cortante simple en la cual ambas fuerzas tienen la misma magnitud, pero sentidos contrarios como se muestra en la siguiente imagen.

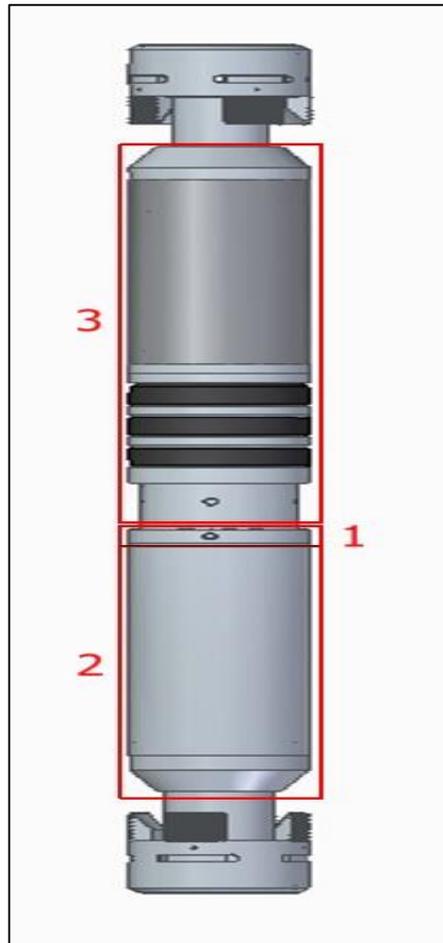
**Imagen 30.** Esfuerzo cortante simple



**Fuente:** elaboración propia

El primer juego de tornillos es el que se encuentra en la media de la herramienta como se muestra a continuación. Estos son los primeros que se rompen al momento de asentarla, ya que su función principal es mantener las piezas en su posición hasta llegar a la profundidad deseada.

**Imagen 31.** Ubicación del primer juego de tornillos

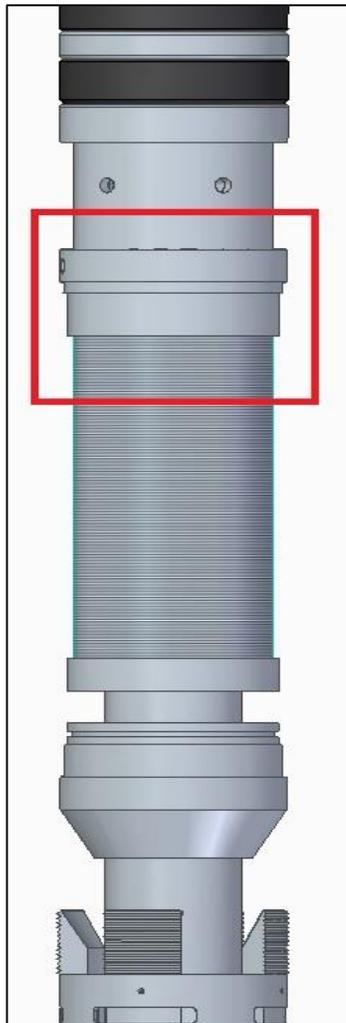


**Fuente:** elaboración propia

En la imagen anterior se observa tres recuadros rojos, en el recuadro 1 se encuentran el primer juego de tornillo, en el 2 está las piezas que tiene que soportar esos pines y en el último se encuentra la parte superior de la herramienta. Este primer juego de tornillos se encarga de que las piezas que están en los otros dos recuadros se mantengan juntas. Esto se debe a que la camisa y el cono inferior no están sujetos a nada así que por cuestiones de la gravedad esas piezas bajarían de inmediato y harían contacto con las cuñas inferiores.

Al momento de bajar la herramienta, si no estuvieran esos tornillos, el anillo interior empezaría a deslizarse por la camisa que tiene una rosca de espina de pescado, el cual está dentro del recuadro rojo como se muestra en la siguiente imagen.

**Imagen 32. Anillo interior**



**Fuente:** elaboración propia

Esto causaría que las cuñas inferiores se salgan antes de tiempo lo que puede generar que la herramienta se agarre al revestimiento en un lugar no deseado o que a medida que se vaya bajando el portaempaques, se generen daños al revestimiento. Por esta razón se requieren de estos tornillos.

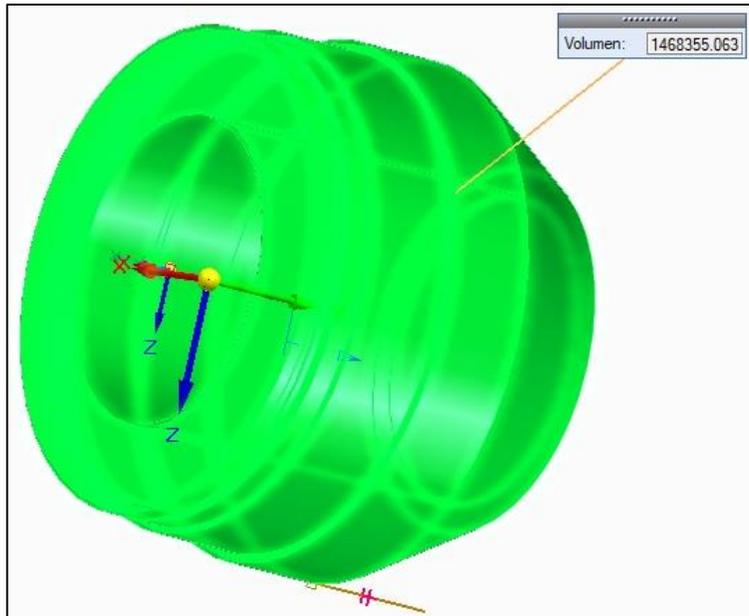
Como ya fue mencionado anteriormente estos tornillos tiene que soportar el peso de la camisa inferior y del cono inferior por lo cual primero toca calcular el volumen de estas piezas y multiplicarla por la densidad del acero SAE 4140, la cual ya se sabe que tiene un valor de  $7.870 \text{ kg/m}^3$ <sup>34</sup>. Para facilidad del cálculo ya que una de las piezas es de forma irregular, se utilizó el software de Solid Edge 2019 para

---

<sup>34</sup> FERROCORTES. Barras de baja y media aleación AISI SAE 4140. [en línea]. Bogotá D. C. La entidad. [consultado 30 de abril 2019]. Disponible en: <http://www.ferrocortes.com.co/download/FT-02-001-AISI-SAE-4140.pdf>

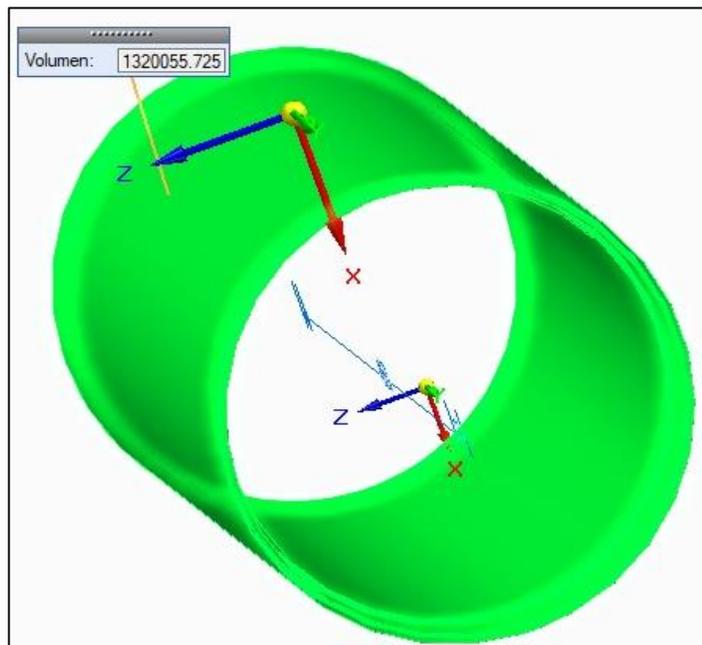
calcular los volúmenes. En las siguientes imágenes se muestra los valores de los volúmenes que da el programa Solid Edge de cada una de las piezas, estos volúmenes están dados en  $\text{mm}^3$ .

**Imagen 33.** Volumen cono inferior



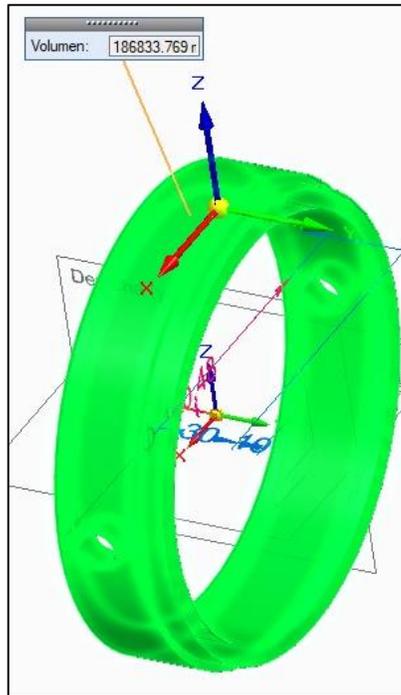
Fuente: elaboración propia

**Imagen 34.** Volumen de la camisa inferior



Fuente: elaboración propia

**Imagen 35.** Volumen sujetador  
camisa inferior



**Fuente:** elaboración propia

$$Volumen\ total = Volumen\ camisa\ inferior + Volumen\ cono\ inferior$$

$$Volumen\ total = (1,32 * 10^{-3}m^3) + (1,47 * 10^{-3}m^3) + (1,87 * 10^{-4}m^3)$$

$$Volumen\ total = 2,98 * 10^{-3}m^3$$

Con el volumen total se procede a calcular el peso total, por lo cual primero se multiplica por la densidad del material y después por la aceleración de la gravedad de tal forma que el resultado de en Newton.

**Ecuación 14.** Densidad

$$Densidad = \frac{Masa}{Volumen}$$

**Fuente:** BURBANO,  
Santiago. Física general.  
Madrid: Tébar, 2003. 39 p.  
ISBN 9788495447821

La ecuación anterior es la ecuación de la densidad con la cual se realiza el despeje de la masa para poder calcularla, a continuación, se muestra como queda la ecuación.

$$\text{Masa total} = \text{Densidad} * \text{Volumen}$$

$$\text{Masa total} = \left(7.870 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) * (2,98 * 10^{-3} \text{m}^3) = 23,43 \text{ kg}$$

**Ecuación 15. Fuerza**

$$\text{Fuerza} = \text{Masa} * \text{Aceleración}$$

**Fuente:** BURBANO, Santiago.  
Física general. Madrid: Tébar,  
2003. 30 p. ISBN 9788495447821

$$\text{Fuerza total} = (23,43 \text{ kg}) * \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) = 229,83 \text{ N}$$

Se obtiene que las piezas ejercen una fuerza de 229,83 N. Ya con esa fuerza se procede a calcular el esfuerzo cortante que se necesita para fracturar un tornillo. Debido a que la fuerza que tiene que soportar es relativamente baja, se decide trabajar con tornillos de diámetro pequeño es decir tornillos de 3,175mm (1/4”).

Ya con el diámetro se procede a calcular cual es el área transversal del tornillo como se muestra a continuación.

$$\text{Area de circulo} = \pi * (0,003175\text{m})^2 = 3,1669 * 10^{-5} \text{m}^2$$

Para calcular esta fuerza, toca tener en cuenta el esfuerzo ultimo ya que este es el valor máximo de esfuerzo que se le puede aplicar a un material antes de fracturarlo.<sup>35</sup> Para el bronce SAE 40 se tiene un esfuerzo ultimo de 20,4 kg/mm<sup>2</sup>, al hacer la conversión de esta unidad a mega pascales se obtiene 200,056 MPa ahora se puede calcular cuánto es la fuerza máxima que se puede aplicar. A continuación, se muestra la ecuación de esfuerzo cortante.

---

<sup>35</sup> Ciencia e ingeniera de materiales Op Cit p. 195.

**Ecuación 16.** Esfuerzo cortante

$$\text{Esfuerzo cortante } (\tau) = \frac{\text{Fuerza cortante}}{\text{Área}}$$

**Fuente:** BUDYNAS, Richard. Diseño en ingeniería mecánica de Shingley. México: McGraw Hill, 2012. 95 p. ISBN 9786071507716

Con la ecuación de esfuerzo cortante se realiza el despeje para poder calcular la fuerza cortante, a continuación, se muestra la ecuación con la cual se calcula.

$$\text{Esfuerzo cortante} * \text{Área} = \text{Fuerza cortante}$$

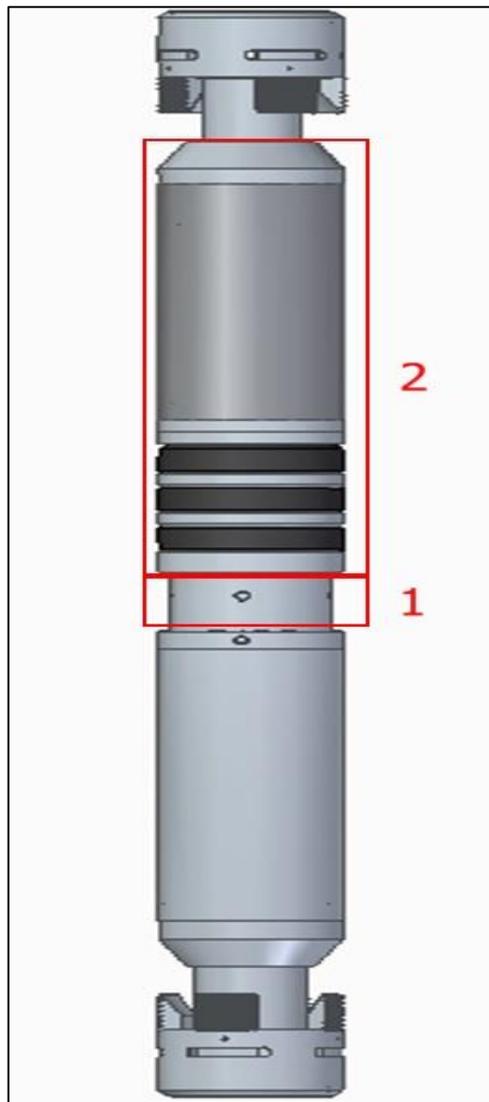
$$200,056 \text{ MPa} * (3,16692 * 10^{-5} \text{ m}^2) = 6,336 \text{ kN}$$

Cada uno de los tornillos soportan 6,34 kN, es decir que con un tornillo es suficiente, pero por cuestiones de estabilidad se decide poner dos tornillos. Por lo cual para para empezar a asentar la herramienta toca aplicarle la siguiente fuerza.

$$\text{Fuerza inicial} = 6,34 \text{ kN} * 2 = 12,68 \text{ kN}$$

El segundo juego de tornillos es el que se encuentra en la parte media de la herramienta como se muestra a continuación.

**Imagen 36.** Ubicación del segundo juego de tornillos



**Fuente:** elaboración propia

Como se muestra en la imagen anterior, en el recuadro 1 se encuentra un juego de tornillos el cual está encargado de que toda la parte superior se mueva al mismo tiempo, es decir lo que está en el recuadro 2. Toda esta parte se debe mover junta hasta que le transmiten toda la fuerza que se le debe aplicar al cono para generar el agarre suficiente, una vez esto ocurra los tornillos se deben romper de tal forma que el cono superior y la camisa que se encuentra debajo de él queden estáticos mientras que la parte inferior es decir los elastómeros y los anillos se sigan moviendo con eso comprimen el elastómero para deformarlo y de esa forma generar el sello.

En el segundo juego de tornillos es necesario utilizar unos tornillos con mayor diámetro, debido a que van a estar sometidos a fuerzas más elevadas por este motivo se decide utilizar tornillos de 9,525mm (3/8in) y del mismo material. Se procede a realizar el mismo cálculo que con los tornillos anteriores, pero utilizando el nuevo diámetro.

$$\text{Área} = \pi * (4,7625 * 10^{-3}m)^2 = 7,13 * 10^{-5}m^2$$

$$\text{Fuerza cortante} = 200,056 \text{ MPa} * (7,13 * 10^{-5}m^2) = 14,255 \text{ kN}$$

Para calcular el número de pines o tornillos que se requieren se divide la fuerza que toca aplicarle al cono, la cual ya fue calculada anteriormente, por el esfuerzo cortante de cada uno de los tornillos.

**Ecuación 17.** Numero de tornillos

$\text{Número de tornillos} = \frac{\text{Fuerza del cono}}{\text{Fuerza cortante del tornillo}}$
---

**Fuente:** Elaboración propia

$$\text{Número de tornillos} = \frac{184,2 \text{ kN}}{14,255 \text{ kN}} = 12,92$$

Se requieren 12,92 tornillos para poder soportar la fuerza que se le debe aplicar al cono, por lo cual se van a poner 13 tornillos, ahora se procede a calcular cuánto es la fuerza que toca aplicar para fracturar los 13 tornillos, la cual es el número de tornillos por la fuerza cortante.

$$\text{Fuerza de fractura} = 13 * 14,255 \text{ kN} = 185,3 \text{ kN}$$

Para fracturar el segundo juego de tornillos es necesario aplicar una fuerza de 185,3kN.

El tercer juego de tornillos es el último en romperse, esto ya sucede en el momento en el que se va a desasentar la herramienta por lo cual se requiere una alta tensión. Para estos tornillos se utiliza el mismo diámetro que el del segundo juego de tornillos.

Estos tornillos van ubicados en la parte inferior en la canasta de cuñas inferior, como se muestra en la siguiente imagen.

**Imagen 37.** Tercer juego de tornillos



**Fuente:** elaboración propia

Lo que se busca con esto tornillos es que, al momento de tensionar y romperlos, la canasta baje de tal forma que se aleje del cono lo que permite contraer las cuñas inferiores. De la misma forma toda la parte estructural de la herramienta es decir desde el cono inferior hasta el cono superior también cae, pero hasta un bisel el cual impide que llegue a la misma distancia que la canasta inferior. De esta forma se logra que el cono superior se aleje de las cuñas y también que los elastómeros se descompriman.

Para seleccionar el número de tornillos necesarios, se tiene en cuenta que uno de los requerimientos es que en el pozo se puede aplicar una tensión máxima de 60.000 lb. Pero también tiene que soportar la fuerza que se aplica para romper el segundo juego de tornillos el cual es de 185,3 kN. Para el último juego de tornillos se decide utilizar unos con un diámetro de 15,88 mm (5/8 in) ya que tiene que soportar fuerzas más grandes, por lo cual se calcula la fuerza cortante necesaria para fracturarlo.

$$\text{Área} = \pi * (7,94\text{mm})^2 = 198,06\text{mm}^2$$

$$\text{Fuerza cortante} = 200,056\text{MPa} * 198,06\text{mm}^2 = 39,63 \text{ kN}$$

Para calcular el número mínimo de tornillos que se necesita, se divide la fuerza de fractura del segundo juego de tornillos por la fuerza cortante de los tornillos que se van a utilizar, como se muestra en el siguiente calculo.

$$\text{Número mínimo de tornillos} = \frac{185,3 \text{ kN}}{39,63 \text{ kN}}$$

$$\text{Número mínimo de tornillos} = 4,67 \approx 5$$

Se necesitan mínimo 5 tornillos para soportar la fuerza que se le ejerce a los conos, se decide trabajar con 6 tornillos ya que así se da un mayor factor de seguridad para que estos tornillos no se fracturen antes de lo debido. A continuación, se calcula la fuerza necesaria para fracturar los 6 tornillos.

$$\text{Fuerza de fractura total} = 39,63\text{kN} * 6 = 237,78 \text{ kN}$$

Como se mencionó anteriormente con 6 tornillos se obtiene un mayor factor de seguridad el cual se calcula a continuación.

$$\text{Factor de seguridad} = \frac{237,78 \text{ kN}}{185,3 \text{ kN}} = 1,3$$

Se calcula cual es la tensión necesaria en unidades inglesas para comprobar que no se exceda el máximo que se puede ejercer en el pozo. A continuación, se realiza la conversión.

$$\text{Tensión en libra fuerza} = 237.780\text{N} * \frac{0,224809 \text{ lbf}}{1 \text{ N}} = 53.455 \text{ lbf}$$

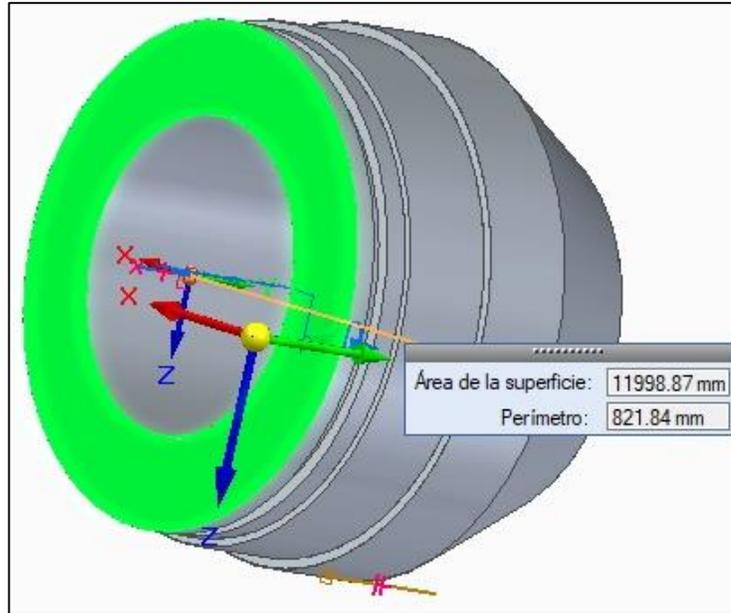
### 5.3 CÁLCULO DE PRESIONES

Se procede a calcular cuales son las presiones necesarias para romper cada uno de los juegos de tornillos. Para esto es necesario conocer cuál es el área donde se va a ejercer la presión.

Primero que todo con base en los requerimientos y en las características del revestimiento, se tiene que el diámetro externo de cualquiera de las piezas no puede superar el diámetro drift del revestimiento el cual es de 171,45 mm (6,75 in) por lo cual ese es el diámetro externo del cono.

El cálculo de esta área se hizo por medio del software Solid Edge, el cual lo da en mm<sup>2</sup> como se muestra a continuación.

**Imagen 38.** Área del cono



**Fuente:** elaboración propia

5.3.1 Presión para fracturar primer juego de tornillos. Para el primer juego de tornillos el cual es cuando las piezas se empiezan a mover, requiere de una fuerza de 12,68 kN. Teniendo el área la cual ya fue calculada, se puede obtener la presión inicial para empezar a asentar la herramienta.

$$Presión\ inicial = \frac{12,68\ kN}{0,012m^2} = 1.056,67\ kPa$$

Al momento de realizar la conversión a unidades inglesas, ya que son las unidades que se usan en la industria, se obtiene;

$$1.056,67\ kPa = \frac{1\ psi}{6,89476\ kPa} = 153,257\ psi$$

5.3.2 Presión para fracturar segundo juego de tornillos. Para el segundo juego de tornillos se tiene en cuenta el peso de las piezas que se deben mover. Estos tornillos se rompen una vez el cono ya haya ejercido la fuerza que fue calculada anteriormente de 185,3 kN adicional a esta fuerza se tiene en cuenta el peso de todas las piezas que se mueven la cual se calcula en la siguiente tabla. Una vez se realiza la fractura, se empiezan a comprimir los elastómeros hasta que se cumpla el recorrido en la rosca de espina de pescado.

**Cuadro 9.** Peso de las piezas superiores

PIEZA	VOLUMEN (m <sup>3</sup> )	DENSIDAD (kg/m <sup>3</sup> )	MASA (kg)	PESO (N)
CONO SUPERIOR	0,001133	7870	8,91671	87,4729251
CAMISA SUPERIOR	0,002088	7870	16,43256	161,203414
SELLO SUPERIOR CONO	0,000315	7870	2,47905	24,3194805
SELLO SUPERIOR	0,0007455	7870	5,867085	57,5561039
CONECTOR GOMA SUPERIOR	0,000644	7870	5,06828	49,7198268
ANILLO GOMA SUPERIOR	0,0002084	7870	1,640108	16,0894595
ELASTOMEROS	0,001595	1210	1,92995	18,9328095
ANILLOS GOMAS	0,0003	7870	2,361	23,16141
ANILLO INFERIOR GOMA	0,0002443	7870	1,922641	18,8611082
CAMISA INTERNA	0,001459	7870	11,48233	112,641657
CAMISA ESPINA DE PESCADO	0,002315	7870	18,21905	178,728881
	0,0110472		76,318764	748,687075

**Fuente:** elaboración propia

Los volúmenes fueron medidos por medio de programa Solid Edge y las densidades fueron dadas por las fichas técnicas de los materiales. En total se obtiene que la fuerza máxima es;

$$Fuerza\ maxima\ total = 185,53\ kN + 0,748\ kN = 186,05\ kN$$

Se obtuvo que se necesita una fuerza de 186,05 kN para romper el segundo juego de tornillos teniendo en cuenta el peso de las piezas que se mueven durante este proceso. A continuación, se calcula cual es la presión necesaria para fracturar dicho juego de tornillos.

$$Presión\ de\ fractura\ de\ segundo\ juego\ de\ tornillo = \frac{186,05\ kN}{0,012m^2} = 15.504,16\ kPa$$

$$15.504,16\ kPa = \frac{1\ psi}{6,89476\ kPa} = 2.248,6\ psi$$

Se dice que la presión mínima de asentamiento de la herramienta es de 2.248,6 psi, esta es la presión que se debe alcanzar para poder garantizar que la herramienta

está bien asentada. Para asentar la herramienta se sugiere de una presión de 15.513 kPa (2.250 psi) la cual es mayor que la presión de fractura de los últimos tornillos, esto se hace en caso de que, si se presente alguna anomalía, se pueda garantizar que haya suficiente presión para asentar la herramienta. El último juego de tornillos no se fractura por medio de presión, sino por tensión ya que estos son los utilizados para soltar la herramienta.

Para comprimir los elastómeros se necesita una fuerza de 150.36 kN, esta fuerza es menor que la fuerza requerida para romper el segundo juego de tornillos por lo cual la presión de asentamiento sigue siendo de 15.513 kPa (2.250 psi)

En la siguiente tabla se muestra un resumen de los juegos de tornillos en donde esta que diámetro se utiliza, la fuerza necesaria para fracturarlos y las presiones de fractura.

**Tabla 7.** Tornillos prisioneros

JUEGO DE TORNILLO	DIAMETRO (mm)	CANTIDAD	FUERZA DE FRACTURA (kN)	PRESIÓN DE FRACTURA (MPa)
1	3,175	2	12,68	1,056
2	9,525	13	185,3	15,504
3	15,88	6	237,78	N/A

**Fuente:** elaboración propia

Como fue mencionado anteriormente y como se muestra en la tabla anterior, el tercer juego de tornillos no tiene una presión de fractura debido a que para la fractura de esos tornillos se hace por medio de tensión.

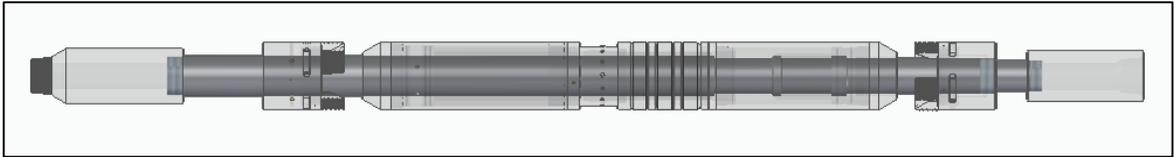
## 5.4 CÁLCULO DE DIMENSIONES

En esta parte del capítulo se procede a realizar los cálculos de las dimensiones críticas de la herramienta, es decir aquellas dimensiones que pueden afectar su funcionamiento adecuado y también verificar que con las medidas que se tienen la pieza no presente ninguna falla.

5.4.1 Espesor mínimo de pared del mandril. Una de las dimensiones de gran importancia es el del espesor mínimo de la pared del mandril, debido a que para asentar la herramienta es necesario presurizarlo de tal forma que va a estar sometida a altas presiones, por lo cual se desea que no se genere ninguna fisura o una gran deformación.

El mandril es la parte estructural de la herramienta ya que todas las piezas van sujetas a él, en la siguiente imagen se muestra la ubicación del mandril en el portaempaque.

**Imagen 39.**Ubicación del mandril



**Fuente:** elaboración propia

Para calcular ese espesor se requiere primero conocer cuál es la presión a la cual toca presurizar la herramienta la cual ya fue calculada anteriormente y es de 15.513 kPa (2.250psi).

Con esta presión ahora si se puede calcular el espesor mínimo que requiere el mandril para no generar ninguna fractura. Para esto se utiliza la siguiente ecuación.

**Ecuación 18.** Espesor mínimo de pared

$$\epsilon = \frac{P * D}{2 * \sigma_t}$$

**Fuente:** LOPEZ, Miguel. Calculo de espesor de pared en tuberías de presión. [en línea]. Monografía. Universidad San Carlos de Guatemala. San Carlos: 2015. [consultado el 25 de marzo 2019]. Disponible en: [https://www.academia.edu/13548818/Cálculo\\_de\\_espesor\\_de\\_pared\\_en\\_tuberías\\_de\\_presión](https://www.academia.edu/13548818/Cálculo_de_espesor_de_pared_en_tuberías_de_presión)

Donde

- P = Presión interna (kPa)
- D = Diámetro externo (mm)
- $\sigma_t$  = Esfuerzo de trabajo = Esfuerzo de fluencia/ Factor de seguridad

Para este caso se va a utilizar un factor de seguridad de 2 ya que no se pone en riesgo la vida de ningún operario es decir que en caso de una falla solo se presentaría pérdidas materiales. Es necesario que todos los valores sean puestos en las unidades especificadas.

Para calcular el esfuerzo de trabajo es necesario conocer el esfuerzo de fluencia del material el cual ya fue seleccionado anteriormente, acero SAE 4140 y dividirlo por el factor de seguridad.

### Ecuación 19. Esfuerzo de trabajo

$$Esfuerzo\ de\ trabajo = \frac{Esfuerzo\ de\ fluencia}{Factor\ de\ seguridad}$$

**Fuente:** LOPEZ, Miguel. Calculo de espesor se pared en tuberías de presión. [en línea]. Monografía. Universidad San Carlos de Guatemala. San Carlos: 2015. [consultado el 25 de marzo 2019]. Disponible en: [https://www.academia.edu/13548818/Cálculo\\_de\\_espesor\\_de\\_pared\\_en\\_tuberías\\_de\\_presión](https://www.academia.edu/13548818/Cálculo_de_espesor_de_pared_en_tuberías_de_presión)

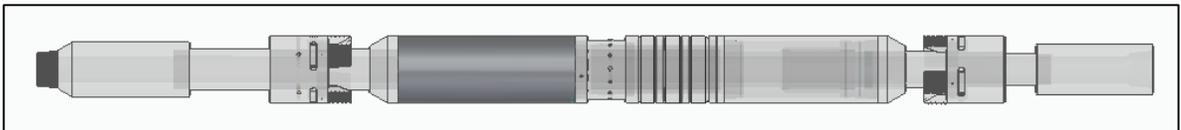
$$Esfuerzo\ de\ trabajo = \frac{1096.000kPa}{2} = 548.000\ kPa$$

$$\epsilon = \frac{15.513,2\ kPa * 80mm}{2 * 548.000kPa} = 1,13\ mm.$$

A pesar de que el espesor mínimo de la pared es de 1,13 mm, se utiliza un espesor de 5 mm de pared en la parte más delgada del mandril.

5.4.2 Espesor mínimo de pared de la camisa inferior. La camia inferior es la que está conectada directamente con el cono inferior y es donde se realiza la presurización. En la siguiente imagen se muestra la ubicación de esta pieza en la herramienta.

**Imagen 40.** Ubicación de la camisa inferior



**Fuente:** elaboración propia

Ahora se procede a realizar el mismo calculo, pero para la camisa inferior la cual es la otra pieza que va a estar sometida a esta presión.

$$\epsilon = \frac{15.513,2\ kPa * 171,45mm}{2 * 548.000kPa} = 2,42\ mm$$

Para esta camisa se obtuvo un resultado de 2,42 mm como espesor mínimo de pared teniendo en cuenta que se utilizó un factor de seguridad de 2, de todas formas, el espesor de pared que se va a utilizar en la camisa es de 2,9 este espesor es en donde se encuentra la rosca, por esta razón no es crítico ya que va conectado a otra pieza.

5.4.3 Esfuerzo en el mandril. Teniendo ya las dimensiones, se procede a calcular los esfuerzos en ambas piezas utilizando el cálculo de recipientes de pared delgada. Se define que estas piezas son de pared delgada si tiene una relación del diámetro exterior y el espesor de pared mayor a 10 como se muestra en la siguiente ecuación.<sup>36</sup>

**Ecuación 20.** Comprobación de pared delgada

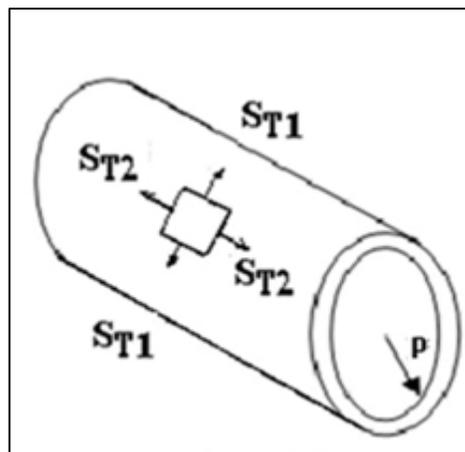
$$\frac{De}{e} > 10$$

**Fuente:** HIBBELER, R.C. Mecánica de materiales. México: Pearson Education, 2006. 423 p. ISBN 9702606543

$$\frac{80mm}{5mm} = 16 > 10$$

Este cálculo menciona que hay dos tipos de esfuerzos en un recipiente al momento de presurizarlo, el esfuerzo de tensión en el aro (ST1) y el esfuerzo longitudinal (ST2). En la siguiente imagen se muestran los esfuerzos presentes en un recipiente de pared delgada.

**Imagen 41.** Esfuerzos en recipiente de pared delgada



**Fuente:** HIBBELER, R.C. Mecánica de materiales. México: Pearson Education, 2006. 424 p. ISBN 9702606543

<sup>36</sup> HIBBELER, R.C. Mecánica de materiales. México: Pearson Education, 2006. 423 p. ISBN 9702606543

Teniendo en cuenta que ST1 es dos veces mayor que ST2, solo se procede a calcular este para saber si la pieza presenta algún tipo de falla. Para calcular ST1 se utilizan la siguiente ecuación;

**Ecuación 21.** Esfuerzo de tensión en el aro

$$ST1 = \frac{P * r}{e}$$

**Fuente:** HIBBELER, R.C. Mecánica de materiales. México: Pearson Education, 2006. 425 p. ISBN 9702606543

Donde:

- ST1= Esfuerzo de tensión en el aro (kPa)
- P= Presión interna (kPa)
- r = Diámetro interior (mm)
- e = Espesor (mm)

Utilizando la ecuación anterior se calcula el esfuerzo máximo que sufre el mandril en la parte donde tiene la pared más delgada.

$$ST1 = \frac{15.513,2 \text{ kPa} * 35 \text{ mm}}{5 \text{ mm}} = 108.592,4 \text{ kPa} = 108,59 \text{ MPa}$$

En la parte más delgada del mandril se obtiene un esfuerzo máximo de 108,59 MPa, teniendo en cuenta que el esfuerzo de fluencia del material es de 1.096 MPa se observa que no está cerca a dicho valor por lo cual nos da un factor de seguridad relativamente alto como se muestra a continuación.

$$\text{Factor de seguridad del mandril} = \frac{1.096 \text{ MPa}}{108,59 \text{ MPa}} = 10,1$$

5.4.4 Esfuerzo en la camisa inferior. Se realiza el mismo cálculo, pero para la camisa inferior la cual es la otra pieza que va a estar presurizada. Primero se verifica que si sea una pieza que se pueda considerar como un recipiente de pared delgada. A continuación, se realiza la verificación.

$$\frac{171,45 \text{ mm}}{2,9 \text{ mm}} = 59,12 > 10$$

Una vez ya verificado de que cumpla con el requerimiento de que sea un recipiente de pared delgada se procede a realizar el cálculo del esfuerzo de tensión del aro.

$$ST1 = \frac{15.513,2kPa * 80 mm.}{2,9 mm.} = 427.950,3 kPa = 427,95 MPa$$

De la misma manera que en el caso anterior, se calcula el factor de seguridad por medio de la siguiente ecuación teniendo en cuenta el mismo esfuerzo de fluencia ya que es del mismo material.

$$Factor\ de\ seguridad\ camisa\ inferior = \frac{1.096 MPa}{427,95 MPa} = 2,6$$

Con el factor de seguridad obtenido, se puede garantizar que la camisa inferior no va a fallar al momento de presurizar la herramienta.

5.4.5 Elementos sometidos a compresión. Otro de los cálculos de gran importancia es determinar que las camisas que van a estar sometidas a compresión no generen ningún tipo de pandeo ya que este puede causar un conflicto en el mecanismo de activación debido a que causaría que algunas piezas no se puedan mover con facilidad.

Las piezas a las cuales se les van a realizar estos cálculos son la camisa superior, a la camisa interna, a la camisa espina de pescado y la camisa inferior. Este cálculo se realiza de acuerdo a las normas técnicas complementarias para diseño y construcción de estructuras metálicas.

Según esta norma como las piezas que se van a analizar son columnas tubulares de sección transversal circular no es crítico el pandeo por torsión o por flexo compresión.<sup>37</sup>

Para este tipo de pieza se utiliza una de las siguientes ecuaciones dependiendo si es un elemento corto o un elemento largo.

---

<sup>37</sup> NORMAS COLOMBIANAS DE DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN SISMORRESISTENTE. Cargas. NSR 98. Bogotá D.C: El instituto, 1998. 26.p

**Ecuación 22.** Esfuerzo crítico para elementos cortos sometidos a compresión

$$F_c = 0,658\lambda^2 * \sigma_y$$

**Fuente:** BERMÚDEZ, Carlos. Curso básico de estructuras metálicas. Manizales: Universidad Nacional de Colombia, 2005. 51 p. ISBN 9589322891

**Ecuación 23.** Esfuerzo crítico para elementos largos sometidos a compresión

$$F_e = \frac{0,877}{\lambda^2} * \sigma_y$$

**Fuente:** BERMÚDEZ, Carlos. Curso básico de estructuras metálicas. Manizales: Universidad Nacional de Colombia, 2005. 51 p. ISBN 9589322891

Donde;

- $F_c$  =Esfuerzo critico (MPa)
- $\lambda$ = Chequeo por esbeltez
- $\sigma_y$ = Esfuerzo de fluencia (MPa)

Para poder conocer el radio de giro, primero es necesario conocer el momento de inercia de cada una de las piezas ya que el radio de giro está dado por la siguiente ecuación.

**Ecuación 24.** Radio de giro

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

**Fuente:** BURBANO, Santiago. Física general. Madrid: Tébar, 2003. 225 p. ISBN 9788495447821

Como ya fue mencionado es necesario calcular el momento de inercia para cada una de las piezas por lo cual se utiliza la siguiente ecuación.

**Ecuación 25.** Momento de inercia para cilindros

$$I = \frac{1}{4} * \pi * (R_e^4 - R_i^4)$$

**Fuente:** BURBANO, Santiago. Física general. Madrid: Tébar, 2003. 39 p. ISBN 9788495447821

5.4.6 Esfuerzo crítico de la camisa espina de pescado. Esta pieza es la encargada de que todas las partes de la herramienta no vuelvan a su posición original después de despresurizar el portaempaque, esta camisa va por el interior de la camisa inferior como se muestra a continuación.

**Imagen 42.** Ubicación camisa espina de pescado



**Fuente:** elaboración propia

Primero se realiza el cálculo para la camisa espina de pescado, para esta se toma en cuenta que donde está la rosca es uno de los puntos de apoyo por lo cual para la longitud solo se tiene en cuenta la parte donde no está. Se realiza el cálculo a la parte más débil de la pieza en la cual es donde se tiene el menor espesor de pared por lo cual los valores se toman solo de esa parte. De tal forma que se obtiene una longitud de 0,480 m. un radio exterior de 0,075m. y un radio interior de 0,066m. Con esta información se procede a calcular el momento de inercia del cilindro.

$$I = \frac{1}{4} * \pi * ((0,075m)^4 - (0,066m)^4) = 9,9478 * 10^{-6}m^4$$

Es necesario tener el área transversal, por lo cual se realiza utilizando la siguiente ecuación

$$A = \pi * (r_e^2 - r_i^2)$$

$$A = \pi * ((0,075m)^2 - (0,066m)^2) = 3,9867 * 10^{-3}m^2$$

Posteriormente se calcula el radio de giro utilizando otra de las ecuaciones (ecuación 23) que ya fue mencionada.

$$r = \sqrt{\frac{9,9478 * 10^{-6} m^4}{3,9867 * 10^{-3} m^2}} = 0,04995 m$$

Otro de los datos que es necesario conocer es el coeficiente de longitud efectiva el cual se saca utilizando la siguiente tabla.

**Cuadro 10.** Coeficiente de longitud efectiva

La forma de pandeo se indica en línea de puntos	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
Valores teóricos de K	0,5	0,7	1,0	1,0	2,0	2,0
Valores recomendados de proyecto para condiciones reales	0,65	0,80	1,2	1,0	2,10	2,0
Condiciones de vínculo						

**Fuente:** BERMÚDEZ, Carlos. Curso básico de estructuras metálicas. Manizales: Universidad Nacional de Colombia, 2005. 51 p. ISBN 9589322891

Se utiliza un factor de  $K=0,8$  ya que la camisa tiene un punto de apoyo empotrado y un punto de apoyo con giro libre y se toma a condiciones reales. Ya con estos

valores se realiza el cheque por esbeltez para saber que ecuación se utiliza. Para el chequeo por esbeltez se utiliza la siguiente ecuación.

**Ecuación 26.** Relación por esbeltez

$$\lambda = \frac{K * L}{\pi * r} * \sqrt{\frac{\sigma_y}{E}}$$

**Fuente:** BERMÚDEZ, Carlos. Curso básico de estructuras metálicas. Manizales: Universidad Nacional de Colombia, 2005. 51 p. ISBN 9589322891

Donde:

- K= Coeficiente de longitud efectiva
- L = Longitud del elemento (m)
- r= Radio de giro (m)
- $\sigma_y$ = Esfuerzo de fluencia (MPa)
- E= Módulo de elasticidad del material (MPa)

$$\lambda = \frac{0,8 * 0,48m}{\pi * 0,04995m} * \sqrt{\frac{1096MPa}{210000MPa}} = 0,177$$

El chequeo por esbeltez dio un resultado de 0,177 el cual es menor a 1,5 por lo cual se puede decir que es un elemento corto y se usa la respectiva ecuación (ecuación 21).

$$F_c = 0,658^{0,177^2} * 1095MPa = 1080,7 MPa$$

El esfuerzo critico calculado anteriormente se compara con la carga mayorada la cual depende de a qué tipo de carga están sometidas las piezas. Debido a que la herramienta puede estar asentada durante largos periodos de tiempo como por ejemplo meses, se toma como una carga muerta.<sup>38</sup> Como solo está sometida a una carga muerta, se utiliza la siguiente ecuación para calcular la carga mayorada.

---

<sup>38</sup> Ibíd. 27 p.

**Ecuación 27.** Carga mayorada

$$Carga\ mayorada = 1,4 * Carga\ muerta$$

**Fuente:** NORMAS COLOMBIANAS DE DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN SISMORRESISTENTE. Cargas. NSR 98. Bogotá D.C: El instituto, 1998. 26.p

Se toma la carga muerta como la carga con la cual se realiza el asentamiento de la herramienta que es de 15,51 MPa. Se reemplaza ese valor y se obtiene la siguiente ecuación.

$$Carga\ mayorada = 1,4 * 15,51MPa$$

$$Carga\ mayorada = 21,714 MPa$$

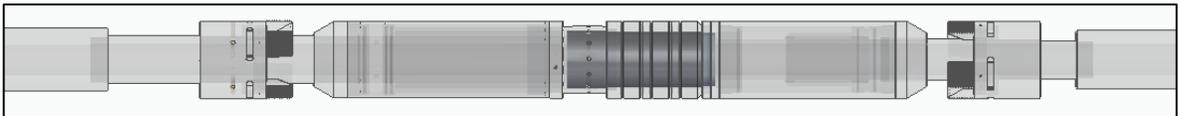
El esfuerzo crítico para hacer que la pieza se pandee es de 1.080,7 MPa, este esfuerzo es tan alto debido a que la pieza no es de gran longitud. Esta pieza va a estar sometida a una carga mayorada de 21,714 MPa la cual no está nada cerca al esfuerzo crítico, por este motivo se obtendrá el siguiente factor de seguridad.

$$F.S. = \frac{1.080,7 MPa}{21,714 MPa} = 49,76$$

Esto garantiza que, durante la operación de la herramienta, esta pieza no va a presentar ningún pandeo ni tampoco va a fallar.

5.4.7 Esfuerzo crítico de la camisa interna. La otra pieza que también va a estar sometida a compresión y que se puede pandear es la camisa interna, esta está ubicada en la parte interior de los elastómeros y los anillos de compresión como se muestra en la siguiente imagen.

**Imagen 43.** Ubicación de la camisa interna



**Fuente:** elaboración propia

Teniendo en cuenta que una parte de la camisa tiene un diámetro diferente, se toma como si toda la pieza tuviera la sección de pared más delgada de tal forma que se toma el escenario más crítico. De esta forma la pieza tendría una longitud de 0,257 m. ya que los tornillos de sujeción no están completamente en un extremo, un radio externo de 0,0625 m. y un radio interno de 0,052 m.

Se realizan los mismos cálculos que para la camisa de espina de pescado, pero en este caso se utiliza un coeficiente de longitud efectiva de  $K= 0,65$  ya que en ambos extremos hay rotación y traslación restringida. A continuación, se realiza el cálculo del momento de inercia, del área transversal y del radio de giro.

$$I = \frac{1}{4} * \pi * ((0,0625m)^4 - (0,052m)^4) = 6,242 * 10^{-6}m^4$$

$$A = \pi * ((0,0625m)^2 - (0,052m)^2) = 3,777 * 10^{-3}m^2$$

$$r = \sqrt{\frac{6,242 * 10^{-6}m^4}{3,777 * 10^{-3}m^2}} = 0,04065m$$

Ahora con el radio de giro se procede a calcular el chequeo por esbeltez para determinar que ecuación utilizar.

$$\lambda = \frac{0,65 * 0,257m}{\pi * 0,04065m} * \sqrt{\frac{1096MPa}{210000MPa}} = 0,0945$$

Debido a que el chequeo por esbeltez dio menor a 1,5 se toma como un elemento corto por lo cual se utiliza su respectiva ecuación para calcular el esfuerzo crítico de la pieza.

$$F_c = 0,658^{0,0945^2} * 1095MPa = 1090,9MPa$$

El esfuerzo crítico para la camisa interna es de 1.090,9 MPa, pero esta camisa va a estar sometida a una carga mayorada de 21,714 MPa que ya fue calculada en la camisa espina de pescado la cual no está cerca al esfuerzo de fractura. Se procede a calcular el factor de seguridad.

$$Factor\ de\ seguridad = \frac{1090,9\ MPa}{21,714\ MPa}$$

$$Factor\ de\ seguridad = 50,24$$

Con el factor de seguridad calculado anteriormente se garantiza que esta pieza no va a presentar ningún tipo de pandeo al momento de operación lo que causaría que no funcionara correctamente la herramienta.

5.4.8 Esfuerzo crítico de la camisa inferior. Al momento de asentar la herramienta esta pieza está sometida a una compresión. Esta pieza cuenta con un diámetro

constante excepto en la parte de las conexiones roscadas las cuales no se tienen en cuenta. Tiene un diámetro exterior de 0,171m y un diámetro interior de 0,160m, y tiene una longitud efectiva es decir que no sin tener en cuenta las rosca de 0,380m. Con estos valores se realiza el cálculo de momento de inercia, área transversal y radio de giro como se muestra a continuación.

$$I = \frac{1}{4} * \pi * ((0,171m)^4 - (0,160m)^4) = 1,568 * 10^{-4}m^4$$

$$A = \pi * ((0,171m)^2 - (0,160m)^2) = 11,439 * 10^{-3}m^2$$

$$r = \sqrt{\frac{1,568 * 10^{-4}m^4}{11,439 * 10^{-3}m^2}} = 0,1171m$$

Para la camisa inferior se utiliza un coeficiente de longitud efectiva de 0,8 ya que uno de los lados esta empotrado y la otra puede girar libremente. Ya con el radio de giro se procede a realizar el chequeo de esbeltez para saber que ecuación utilizar.

$$\lambda = \frac{0,8 * 0,380m}{\pi * 0,1171m} * \sqrt{\frac{1096MPa}{210000MPa}} = 0,0597$$

Debido a que el chequeo por esbeltez dio menor a 1,5 se toma como un elemento corto por lo cual se usa su respectiva ecuación (ecuación 21).

$$F_c = 0,658^{0,0597^2} * 1095MPa = 1093,37MPa$$

Esta pieza está sometida a la misma carga mayorada que las anteriores con la cual se procede calcular el factor de seguridad.

$$\text{Factor de seguridad} = \frac{1093,37MPa}{21,714MPa}$$

$$\text{Factor de seguridad} = 50,35$$

Con este factor de seguridad se garantiza que la pieza no va a presentar falla por pandeo al momento de asentar la herramienta.

5.4.9 Esfuerzo en la camisa superior. La última pieza que está sometida a compresión es la camisa superior. Esta pieza cuenta con un diámetro exterior de 0,171m y un diámetro interior de 0,150m, y tiene una longitud de 0,340m. sin contar las conexiones roscadas. Con estos valores se realiza el cálculo del momento de inercia, área transversal y radio de giro como se muestra a continuación.

$$I = \frac{1}{4} * \pi * ((0,171m)^4 - (0,150m)^4) = 2,739 * 10^{-4}m^4$$

$$A = \pi * ((0,171m)^2 - (0,150m)^2) = 21,177 * 10^{-3}m^2$$

$$r = \sqrt{\frac{2,739 * 10^{-4}m^4}{21,177 * 10^{-3}m^2}} = 0,1137m$$

Para la camisa superior se utilizó un coeficiente de longitud efectiva de 0,8 con el cual se procede a realizar el chequeo por esbeltez como se muestra a continuación.

$$\lambda = \frac{0,8 * 0,340m}{\pi * 0,1137m} * \sqrt{\frac{1096MPa}{210000MPa}} = 0,055$$

El chequeo por esbeltez dio menor a 1,5 por lo cual se utiliza la ecuación para elementos cortos (ecuación 21).

$$F_c = 0,658^{0,055^2} * 1095MPa = 1093,61MPa$$

Esta pieza está sometida a la misma carga mayorada de 21,714 MPa con la cual se calcula el factor de seguridad que se muestra a continuación.

$$Factor\ de\ seguridad = \frac{1093,61\ MPa}{21,714\ MPa}$$

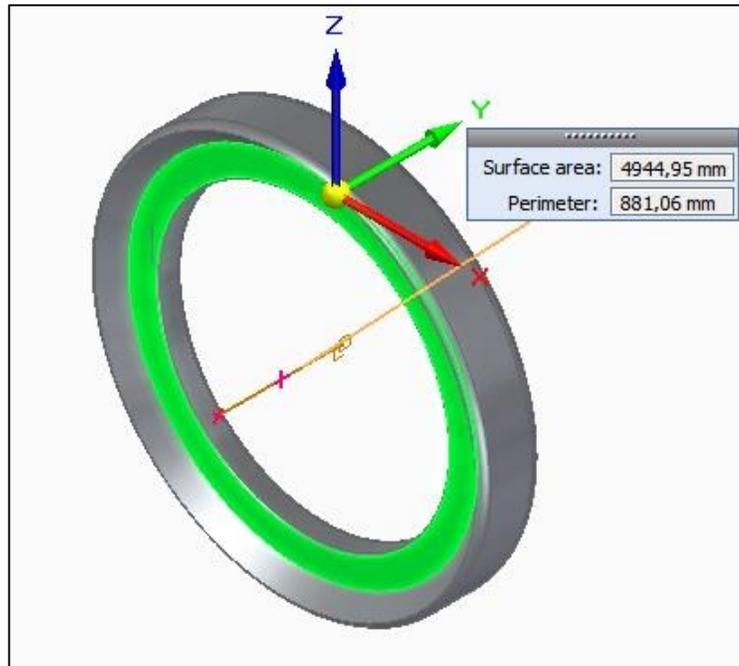
$$Factor\ de\ seguridad = 50,36$$

Con el factor de seguridad tan elevado se puede garantizar que la herramienta no va a presentar un pandeo.

5.4.10 Esfuerzos en los anillos compresores. Se realiza el cálculo del esfuerzo presente en los anillos compresores ubicados entre los elastómeros de tal forma que no sufran una deformación permanente.

Los anillos de compresión están sometidos a presión de 15,513 MPa por lo cual esa presión se convierte en fuerza multiplicándola por el área donde ejerce contacto, esta área es de 4.944,95 mm<sup>2</sup> la cual se calculó utilizando el programa de Solid Edge 2019 como se muestra en la siguiente imagen.

**Imagen 44.** Área de contacto anillo compresor



**Fuente:** elaboración propia

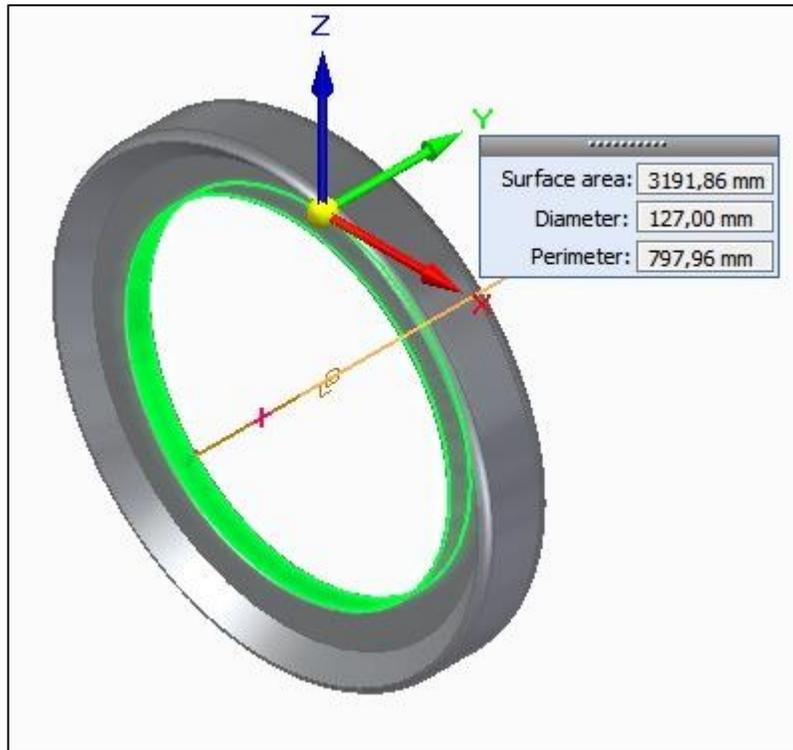
Se realiza el siguiente cálculo para obtener la fuerza que se aplica al anillo compresor.

$$Fuerza = 15,513 \text{ MPa} * 4.944 \text{ mm}^2$$

$$Fuerza = 76.711 \text{ N}$$

Con la fuerza obtenida en el cálculo anterior se puede obtener el esfuerzo al cual va a estar sometido. Para calcular ese esfuerzo es necesario saber el área perpendicular a esa fuerza. Esa área se calculó utilizando el programa Solid Edge 2019 como se muestra en la siguiente imagen.

**Imagen 45.** Área transversal del anillo de compresión



**Fuente:** elaboración propia

Ya con el área obtenida se procede a calcular el esfuerzo del anillo compresor, dividiendo la fuerza obtenida anteriormente por el área transversal como se muestra en la siguiente ecuación.

$$Esfuerzo = \frac{76.711 N}{3.191,86 mm^2}$$

$$Esfuerzo = 32,03 MPa$$

El anillo compresor está sometido a un esfuerzo de 32,03 MPa, el material utilizado el cual es el acero SAE 4140 tiene un esfuerzo de fluencia de 1.095 MPa el cual no está cercano al del anillo. Por consiguiente, se obtiene el siguiente factor de seguridad.

$$Factor\ de\ seguridad = \frac{1.0956 MPa}{32,03 MPa}$$

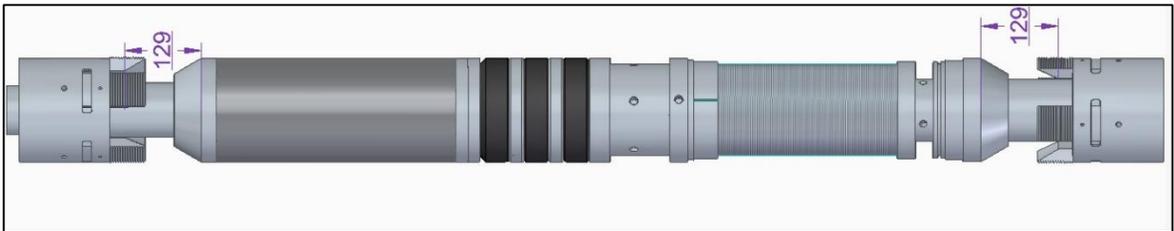
$$Factor\ de\ seguridad = 34,18$$

Con un factor de seguridad de 34,22 se comprueba que los anillos compresores no van a fallar al momento de realizar la compresión de los elastómeros.

5.4.11 Longitud de la rosca espina de pescado. Por último, otra dimensión que es de gran importancia en el diseño y fabricación de la herramienta, es la longitud de la rosca de espina de pescado esto se debe a que esta longitud es la que va a controlar cuanto se va a mover los conos y cuanto se va a comprimir los elastómeros. Por este mismo motivo es necesario conocer ambos. Cabe resaltar la importancia de la espina de pescado, ya que esta es la que impide que las diferentes piezas vuelvan a su posición original una vez se haya despresurizado la herramienta.

Principalmente las piezas que van a tener mayor movimiento son los conos, tanto superior como inferior, estos van a estar alejados de su posición final es decir de las cuñas a 12,9 cm como se muestra en la siguiente imagen.

**Imagen 46.** Distancia de las cuñas



**Fuente:** elaboración propia

Esto da que la longitud mínima para que los conos puedan generar su movimiento completo es de 25,8 cm. Ahora es necesario calcular cuánto se debe comprimir las gomas basándose en el resultado obtenido en los cálculos de esfuerzos, para eso se requiere la deformación relativa axial del elastómero el cual es de 7,7%. Se utiliza la ecuación de deformación la cual se muestra a continuación.

**Ecuación 28.** Deformación

$$\varepsilon = \frac{l_o - l}{l_o}$$

**Fuente:** PEREZ, Antonio. Deformación longitudinal unitaria. [en línea]. Mecapedia. Universidad Jaume, España: 2014. [consultado el 7 de junio 2019]. Disponible en: [http://www.mecapedia.uji.es/deformacion\\_longitudinal\\_unitaria.htm](http://www.mecapedia.uji.es/deformacion_longitudinal_unitaria.htm)

Reemplazando valores y despejando la longitud final se obtiene la siguiente ecuación.

$$6,429 \text{ cm} - (0,077 * 6,429 \text{ cm}) = l$$

$$l = 5,934 \text{ cm}$$

Ya que se tiene la longitud final de los elastómeros, se procede a realizar la resta para saber cuánto se comprime cada uno y posterior a eso se multiplica por la cantidad de elastómeros de tal forma que se consiga la longitud total como se muestra a continuación.

$$6,429 \text{ cm} - 5,934 \text{ cm} = 0,495 \text{ cm}$$

$$\text{Longitud total de compresión} = 0,495 \text{ cm} * 3 = 1,485 \text{ cm}$$

$$\text{Longitud total de la espina de pescado} = 25,8 \text{ cm} + 1,485 \text{ cm} = 27,29 \text{ cm}$$

Ahora sumando las distancias, tanto de los conos como de los elastómeros, da un total de 27,29 cm, esta longitud total nos permite controlar que los elastómeros se compriman solamente lo necesario de tal forma que, si llega a generar una presurización mayor a la ya mencionada, no cause que se rompan las gomas.

## 6. SIMULACIÓN

En este capítulo se realiza las simulaciones de las piezas críticas de la herramienta, es decir las piezas que van a estar sometidas directamente a la presión de asentamiento como lo es el mandril y la camisa inferior.

Se realiza una simulación de fluidos de tal forma que el interior del mandril llegue a la presión de asentamiento, posteriormente se realiza un mapeo con esos resultados para obtener las fuerzas que aplica dicha presión al interior del mandril y finalmente se realiza la simulación de elementos finitos para saber cuáles son los esfuerzos máximos que sufre la herramienta y en que partes. Todas las simulaciones se realizan utilizando el software NX 11 de Siemens.

### 6.1 SIMULACIÓN DEL MANDRIL

Para realizar la simulación del mandril, primero se abre el modelo CAD en el programa NX 11 de Siemens, luego se ingresa a pre procesamiento y post procesamiento en donde se crean los archivos .fem y .sim. Al momento de crear estos archivos se selecciona diferentes parámetros para hacer la simulación de fluidos los cuales se muestran en el siguiente cuadro.

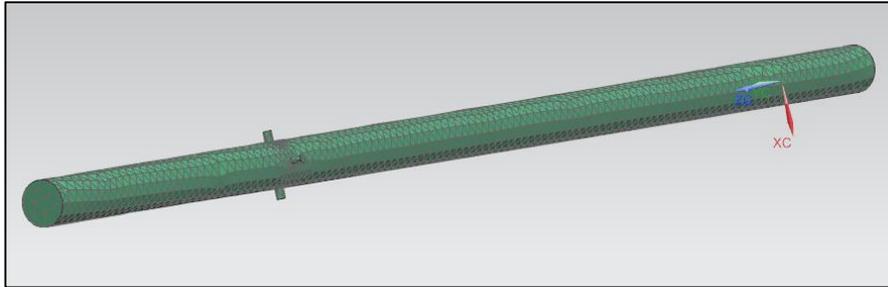
**Cuadro 11.** Parámetros para simulación de fluidos

SOLVER	NX THERMAL / FLOW
TIPO DE ANÁLISIS	FLOW
TIPO DE SOLUCIÓN	FLOW
PARÁMETROS A SIMULAR	PRESIÓN ABSOLUTA Y ESTÁTICA, ESFUERZO CORTANTE, PRESIÓN DE SUPERFICIE, PRESIÓN Y ESFUERZO RESULTANTE

**Fuente:** elaboración propia

Posteriormente se extrae el volumen el cual va a ocupar el fluido dentro de la pieza, y se elimina el resto del cuerpo de la pieza de tal forma que solo es visible dicho volumen. Se realiza el enmallado de este volumen con unos elementos tetraédricos los cuales tienen un tamaño sugerido por el programa que es de 41,9 mm de tal forma que queda como se muestra en la siguiente imagen.

**Imagen 47.** Enmallado del volumen de fluido en el mandril

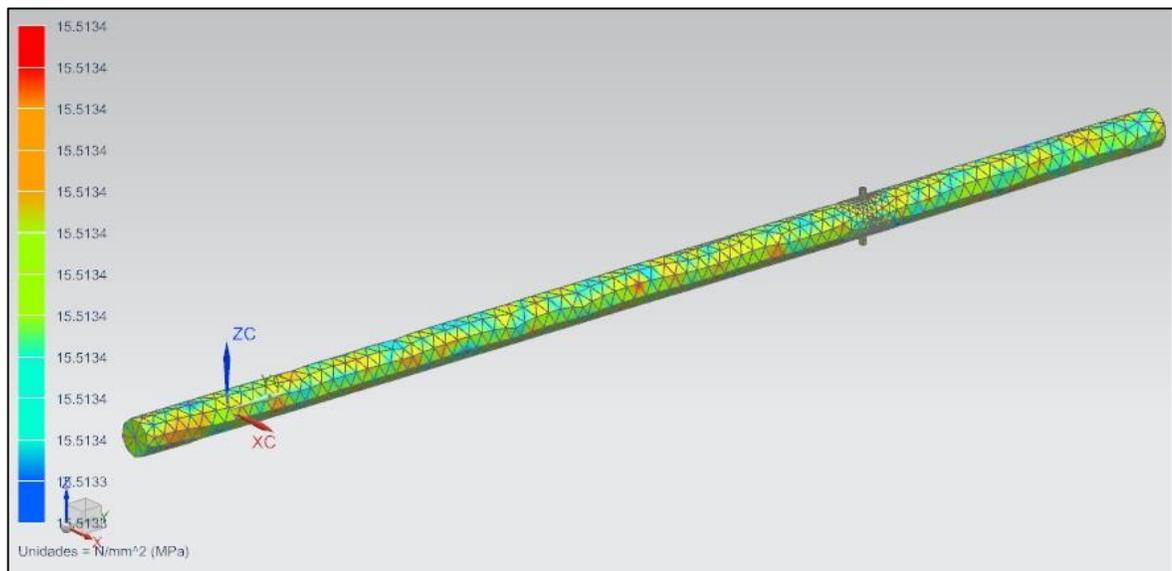


**Fuente:** elaboración propia

Una vez ya está enmallado el cuerpo de fluido que se presuriza, se realiza la selección de material, en este caso la selección de fluido. Para el asentamiento de los portamepaques en la industria petrolera, se utiliza en la mayoría de los casos la salmuera o en algunos casos se utiliza lodo de perforación con un grado de API muy bajo, es decir con una densidad cercana a la del agua. Dependiendo del pozo en el cual se va a bajar la herramienta, las propiedades pueden cambiar, pero todas son semejantes a la del agua. Por este motivo para la simulación se utiliza como fluido el agua con las propiedades que ya están guardadas en el programa.

Se hace que el fluido pase por ese volumen causando que la presión supere o sea la misma presión de asentamiento la cual ya fue mencionada antes y se realiza la simulación. En esta primera simulación se garantiza que en todo el volumen la presión sea de 15.513 kPa (2.250 psi) como se muestra en la siguiente imagen en la cual la presión máxima y la presión mínima son las mismas, de 15.513 kPa.

**Imagen 48.** Presión en el mandril



**Fuente:** elaboración propia

Una vez ya se ha obtenido la presión de asentamiento, se realiza la segunda simulación la cual consta de realizar un mapeo lo que significa que se busca obtener las fuerzas que se ejercen en este volumen a partir de la presión que fue simulada anteriormente. Para esa simulación se utilizan los siguientes parámetros.

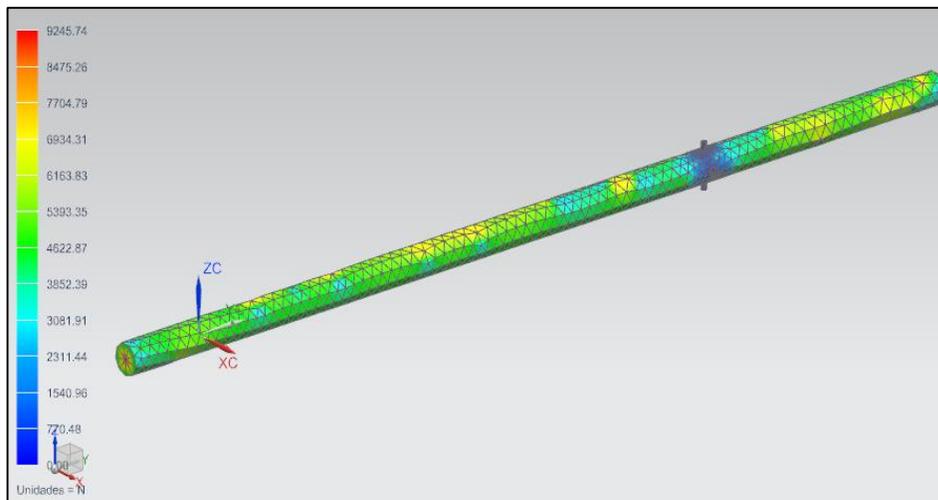
**Cuadro 12.** Parámetros para el mapeo de la simulación

SOLVER	Análisis térmico y de flujo de simcenter
TIPO DE ANÁLISIS	Mapeo
OPCIÓN SOLIDO 2D	Plano ZX, eje Z
TIPO DE SOLUCIÓN	FLUJO-TÉRMICO

**Fuente:** elaboración propia

Al realizar la simulación se obtiene una fuerza máxima de 9,245 kN como se muestra en la siguiente imagen.

**Imagen 49.** Fuerzas en el mandril



**Fuente:** elaboración propia

Con las fuerzas dentro del mandril ya obtenidas, se realiza la simulación por medio de los elementos finitos. En esta simulación si se trabaja con el cuerpo del mandril de tal forma que se realiza el enmallado con un elemento tetraédrico de 41,5mm de tamaño. Adicionalmente se selecciona el material del mandril el cual como ya fue mencionado anteriormente es un SAE 4140.

Ya para realizar la última simulación en el mandril, se selecciona los resultados de la simulación anterior para aplicárseles a esta pieza. Los parámetros que se utilizan para realizar esta simulación son los siguientes.

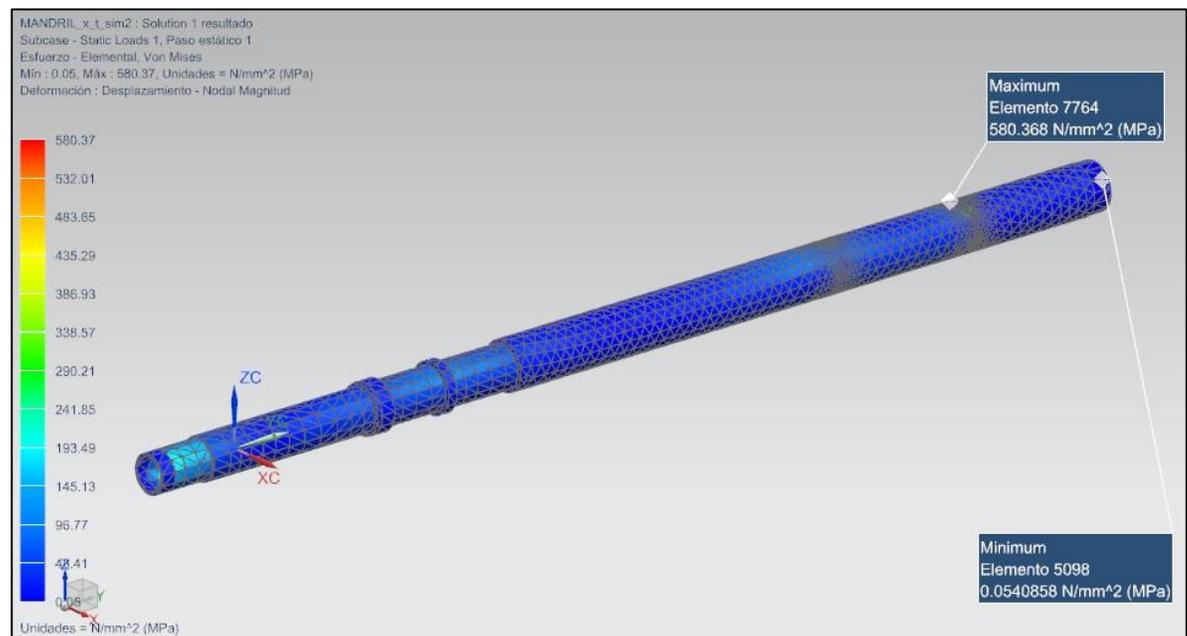
**Cuadro 13.** Parámetros para simulación estructural

SOLVER	NX Nastran
TIPO DE ANALISIS	Estructural
TIPO DE SOLUCIÓN	Estático lineal SOL 101 - restricciones globales

**Fuente:** elaboración propia

Las restricciones que se utilizan son restricciones fijas las cuales van en tres partes del mandril, en la parte superior que es donde va conectado con el top sub, también en la parte superior media que es donde va puesto la canasta de las cuñas superior y en la parte inferior que es donde van los tornillos de la canasta inferior de cuñas. Se ponen restricción fija en las partes donde va la canasta debido a que en las canastas van las cuñas y estas cuñas son las que impiden el movimiento de toda la herramienta.

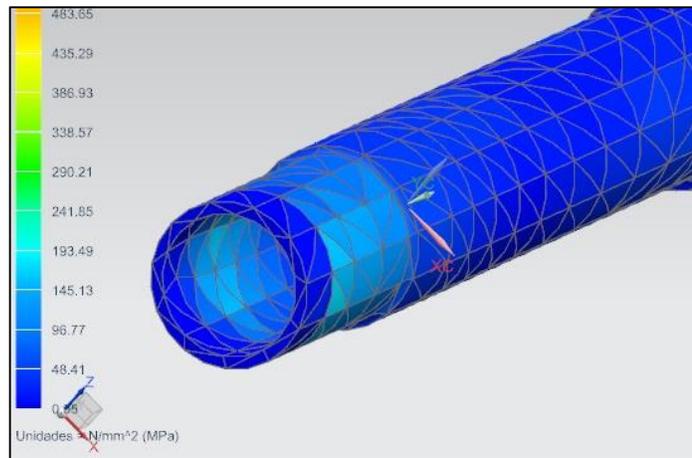
**Imagen 50.** Esfuerzos en el mandril



**Fuente:** elaboración propia

Se realiza la última simulación del mandril y se obtiene los resultados que se ven en la imagen anterior. A lo largo de todo el mandril se obtienen esfuerzos relativamente bajos de aproximadamente 200 MPa. Esto comprueba que el cálculo que se realizó en el capítulo anterior para saber cuál es el espesor mínimo de la pared del mandril esta correcto ya que se obtuvo que se requería un espesor de 1,13mm y se está utilizando un espesor de 5 mm. Por tal motivo está dando esfuerzos bajos en la pared del mandril.

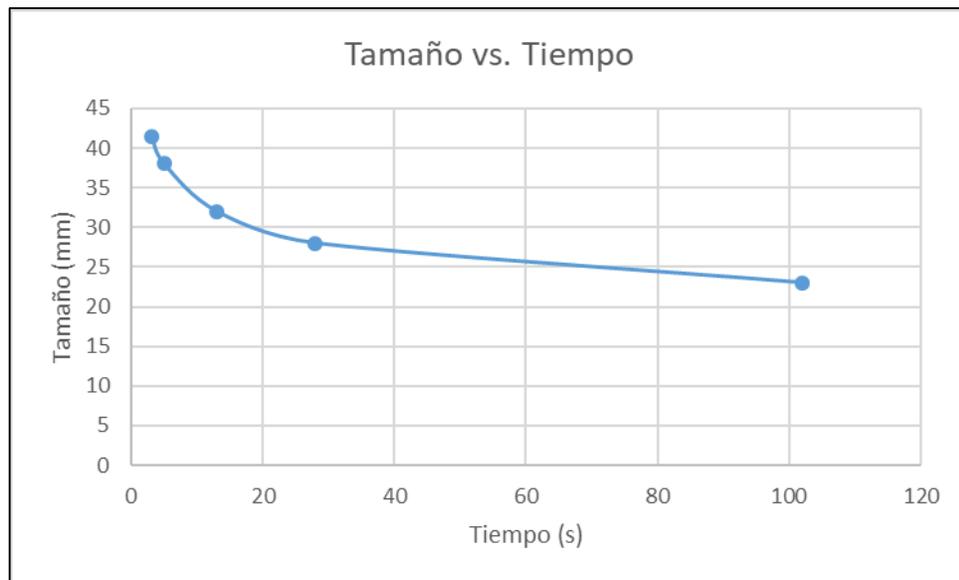
**Imagen 51.** Esfuerzos en el interior del mandril



**Fuente:** elaboración propia

Para obtener un valor cercano al real, se realiza una convergencia de malla, primero se realiza una gráfica en donde se compara la disminución del tamaño de la malla con el aumento del tiempo en el cual se demoró la simulación como se muestra en la siguiente gráfica.

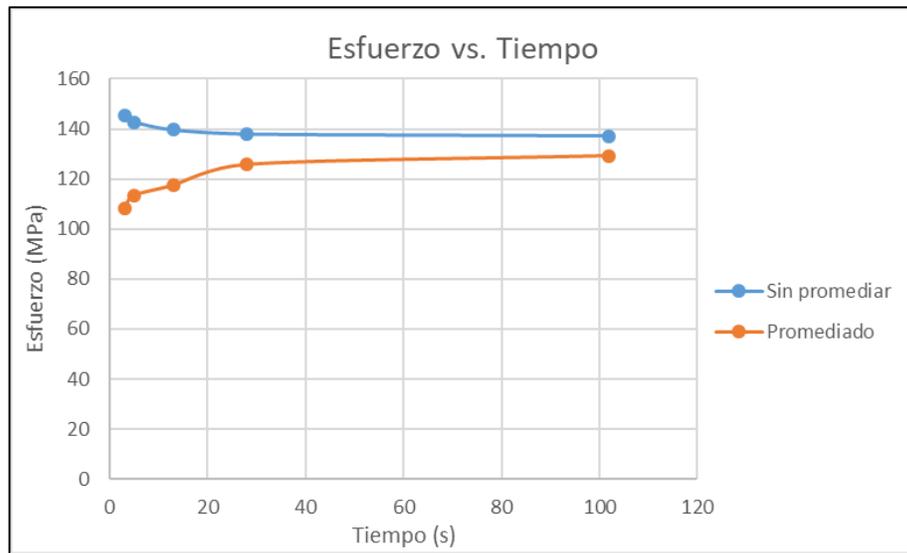
**Gráfica 1.** Tamaño vs. Tiempo de la pared más delgada del mandril



**Fuente:** elaboración propia

Posteriormente se realiza la gráfica en la que se comparan los esfuerzos de von mises promediados y sin promediar de tal forma que converjan a un valor. En la siguiente grafica se muestra la convergencia.

**Grafica 2.** Esfuerzo vs Tiempo de la pared más delgada del mandril

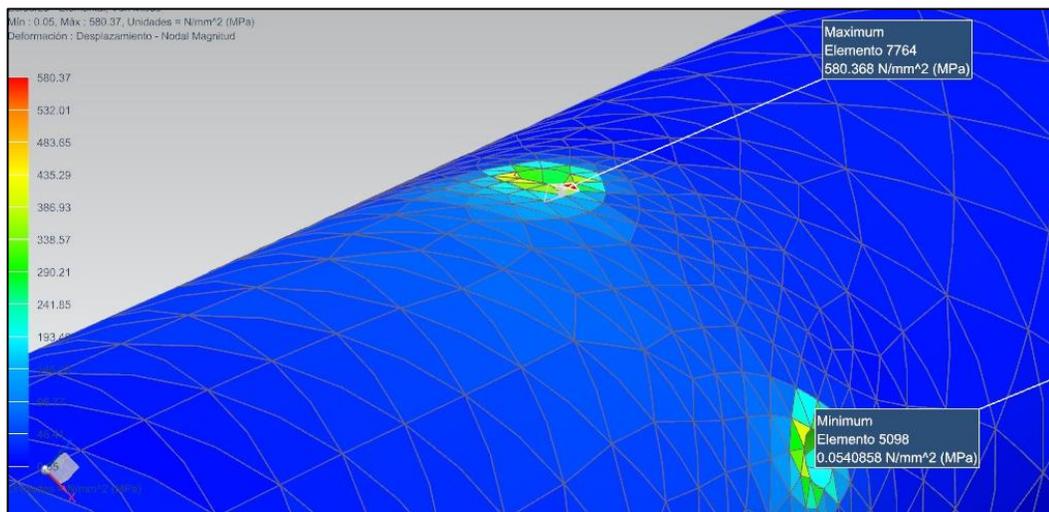


Fuente: elaboración propia

Como se observa en la gráfica anterior, en la parte del mandril con la pared más delgada se convergen hacia 130 MPa el cual es un valor que se aproxima al obtenido matemáticamente que fue de 108,59 MPa.

El esfuerzo más alto que se obtuvo fue en los bordes donde se ponen los tornillos de la canasta inferior ya que estos son unos concentradores de esfuerzos debido a que no tienen ningún tipo de redondeo. Esto se debe también a que al momento de presurizar el mandril este tiende a deformarse, pero como los tornillos lo mantienen quieto, generan un esfuerzo ahí como se muestra en la siguiente imagen.

**Imagen 52.** Esfuerzo máximo en el mandril



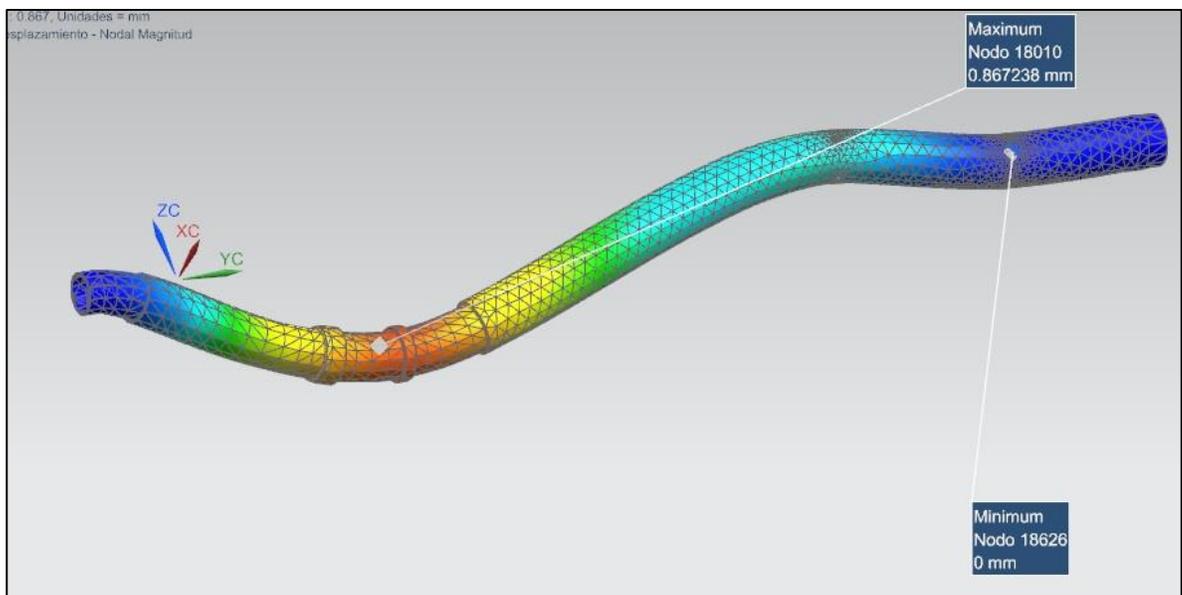
Fuente: elaboración propia

El esfuerzo máximo que se obtuvo fue de 580,368 MPa lo cual es relativamente bajo teniendo en cuenta que el esfuerzo de fluencia es de 1.095 MPa por lo cual se obtiene el siguiente factor de seguridad.

$$\text{Factor de seguridad} = \frac{1.095 \text{ MPa}}{580,368 \text{ MPa}} = 1,88$$

Finalmente, al analizar la deformación máxima en el mandril, se obtiene un valor de 0,86 mm el cual no es representativo teniendo en cuenta la presión a la cual va a estar sometido. A continuación, se muestra la deformación en el mandril, esta deformación esta exagerada para poder ver bien que parte se deforma más.

**Imagen 53.** Deformación mandril



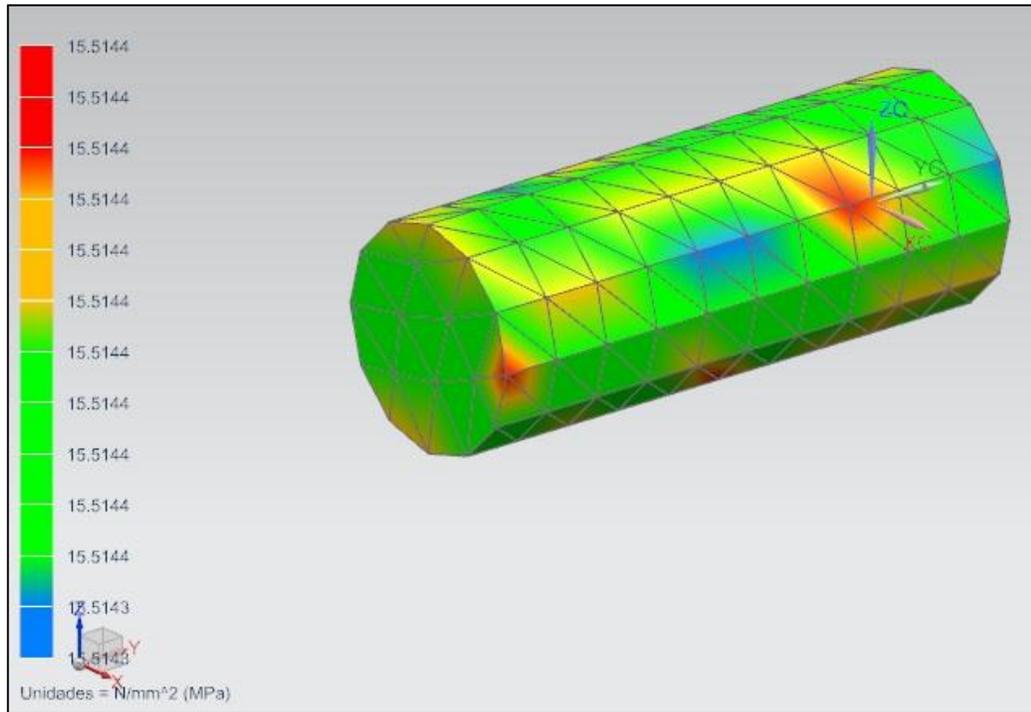
**Fuente:** elaboración propia

## 6.2 SIMULACIÓN DE LA CAMISA INFERIOR

Otra de las piezas que está sometida directamente a la presión de asentamiento y que puede presentar falla es la camisa inferior. En esta parte de la herramienta es donde la presión genera la fuerza sobre las piezas y causa que se empiecen a mover.

Para realizar la simulación de esta pieza se siguen los mismos pasos que con el mandril. Para la primera simulación se utilizan los parámetros que en el caso anterior (cuadro 11) utilizando también el agua como el fluido de presurización y se genera una presurización de 15.513,2 kPa o mayor. Al momento de enmallar el volumen de fluido, se utiliza un elemento tetraédrico con un tamaño de 66,3 mm este tamaño es el sugerido por el programa.

**Imagen 54.** Presión en la camisa inferior

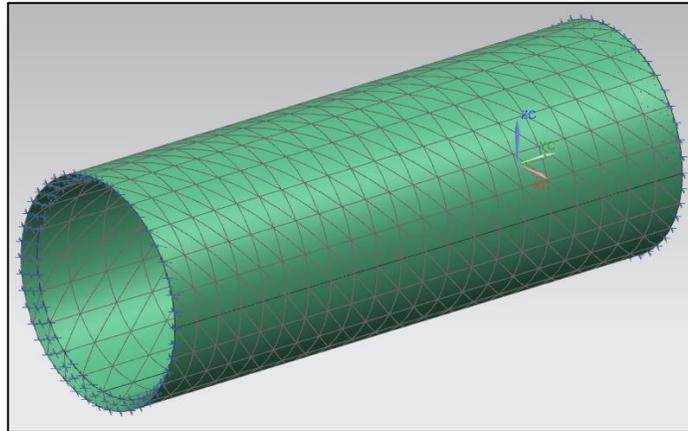


**Fuente:** elaboración propia

Como se observa en la imagen anterior se presurizo la camisa a una presión de 15.513 MPa con la cual se realiza el mapeo para la obtención de las fuerzas que se aplican en el volumen donde va el fluido. Ya con las fuerzas obtenidas se realiza la simulación utilizando los elementos finitos.

Para la simulación con elementos finitos se utiliza el cuerpo de la camisa al cual se le hace un enmallado con elementos tetraédricos con un tamaño de 32,7 mm el cual es el sugerido por el programa. Adicionalmente se selecciona el mismo material que el del mandril, un acero SAE 4140, el cual las propiedades ya fueron insertadas previamente en la simulación anterior. En la siguiente imagen se muestra la camisa inferior enmallado y con las restricciones.

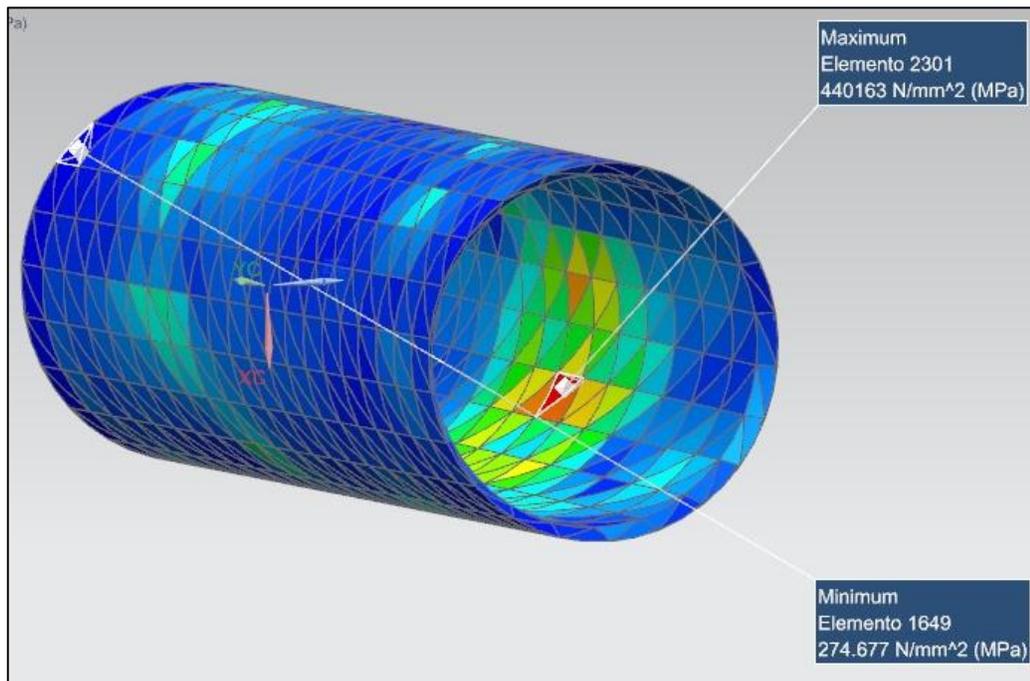
**Imagen 55.** Enmallado y restricciones de la camisa inferior



**Fuente:** elaboración propia

La fuerza que se le aplica a la camisa son los mismos resultados que se obtuvieron con el mapeo. Para las restricciones se utiliza restricción fija en ambos lados donde van las roscas y finalmente se realiza la simulación.

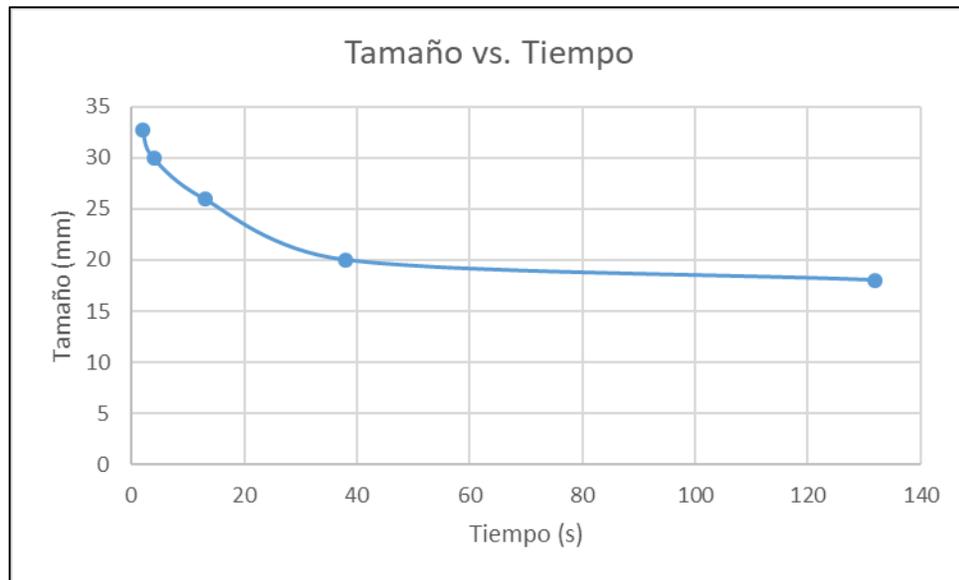
**Imagen 56.** Esfuerzos en la camisa



**Fuente:** elaboración propia

Se procede a realizar la convergencia de malla utilizando el mismo método que en la simulación anterior, como se muestra en la siguiente imagen.

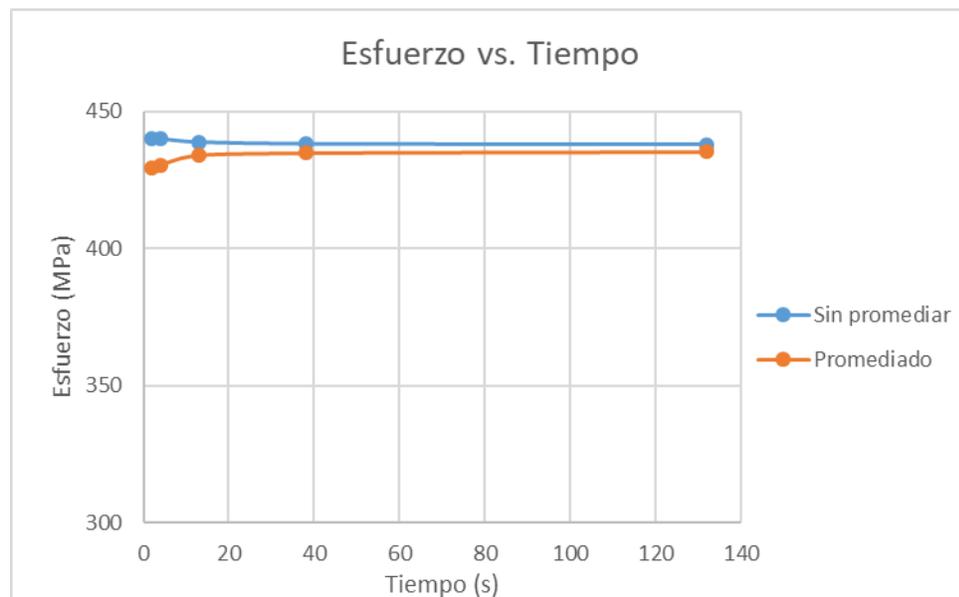
**Gráfica 3.** Tamaño vs. Tiempo de la camisa inferior



**Fuente:** elaboración propia

Del mismo modo se realiza la gráfica del esfuerzo contra el tiempo de simulación. En esa grafica los valores del esfuerzo de von mises promediado y sin promediar convergen hacia un valor el cual es más cercano al real. A continuación, se muestran los resultados obtenidos.

**Gráfica 4.** Esfuerzo vs Tiempo de la camisa inferior



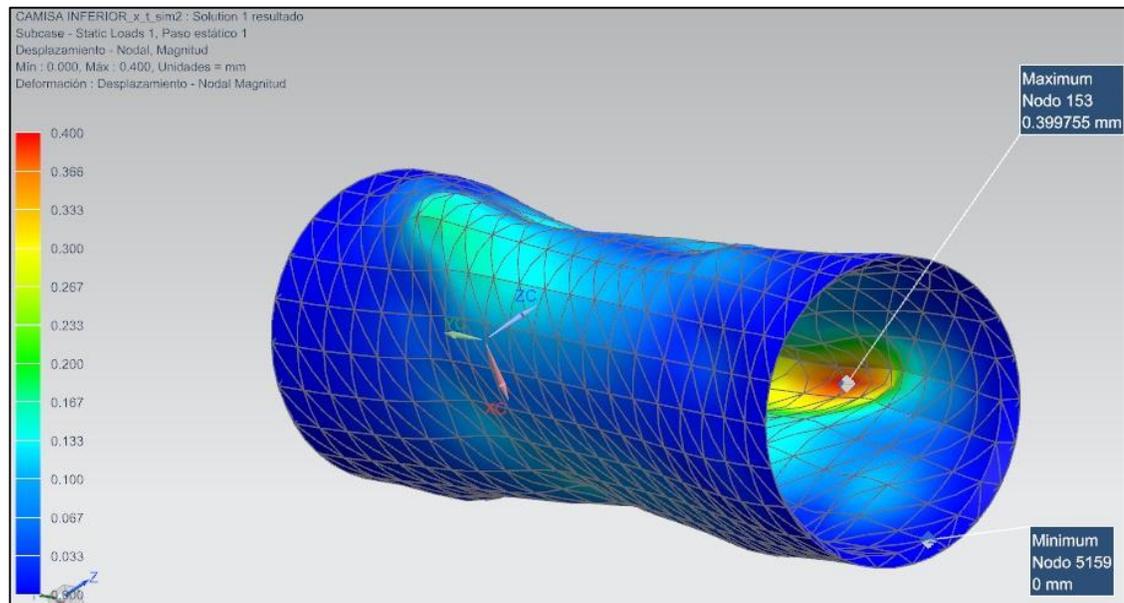
**Fuente:** elaboración propia

Los valores de la gráfica anterior tienden a convergir a un esfuerzo máximo de la camisa inferior de 436 MPa al comparar este resultado con el obtenido matemáticamente que fue de 427,95 MPa se observa que los resultados dieron cercanos.

Utilizando la ecuación, se requirió un espesor mínimo de pared 1,125 mm y el espesor de la pared de la camisa es de 2,9 mm. Realizando la simulación se garantizó que la camisa no va a presentar ninguna falla al momento de realizar el asentamiento de la herramienta.

Adicionalmente se obtuvo los resultados de desplazamiento máximo que se presentan en la camisa inferior, obteniendo un valor de 0,399mm el cual no es significativo que se presenta en el mismo lugar donde se presentó el esfuerzo máximo. En la siguiente imagen se muestra los desplazamientos presentes en la camisa inferior.

**Imagen 57.** Desplazamiento en la camisa inferior



**Fuente:** elaboración propia

### 6.3 SIMULACIÓN DE FRACTURA DE TORNILLOS EN EL ASENTAMIENTO

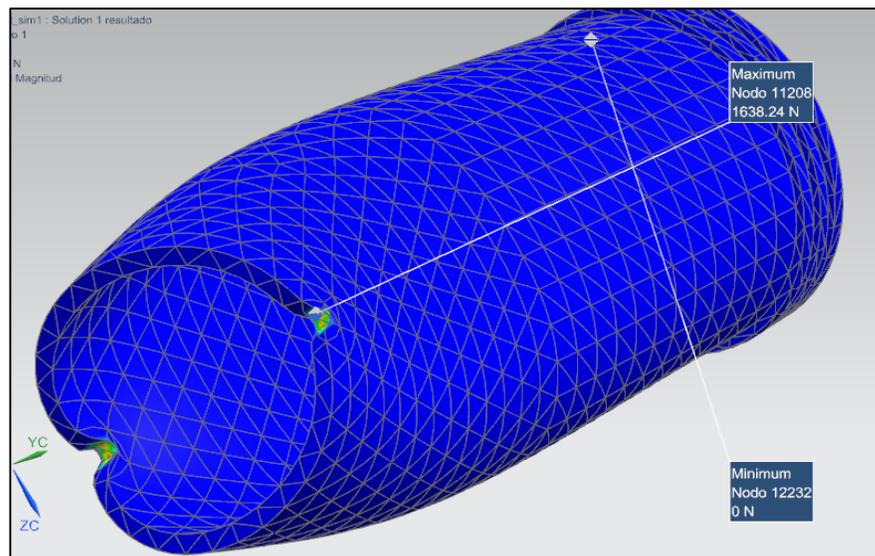
Para finalizar este capítulo se realiza la simulación del asentamiento para verificar que las presiones de asentamiento sean lo suficiente para fracturar cada uno de los tornillos.

6.3.1 Fractura primer juego de tornillos. Debido al alto gasto computacional, solo se realiza la simulación de la camisa espina de pescado para calcular las fuerzas presentes en los agujeros donde están ubicado los tornillos. Por ese mismo motivo

se recortó la pieza hasta los agujeros ya que la parte sobrante no va a estar sometida a ningún esfuerzo.

Como condiciones de frontera se utiliza una restricción fija en los agujeros en donde están ubicado los tornillos debido a que estos no permiten que la pieza se mueva hasta fracturarlo. En la cara opuesta se aplica la presión de fractura del primer juego de tornillos el cual es de 1.056,67 kPa. En la siguiente imagen se muestra las fuerzas presentes en los agujeros después de realizar la simulación.

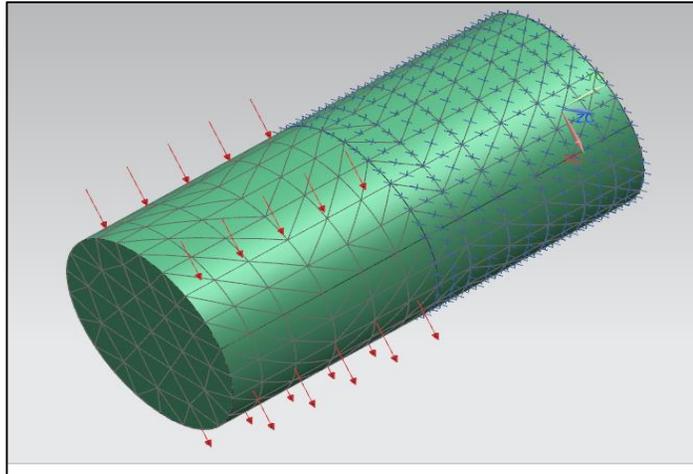
**Imagen 58.** Fuerza para la fractura del primer juego de tornillos



**Fuente:** elaboración propia

En los agujeros se obtuvo una fuerza de 1638,24 N con esta fuerza se realiza la simulación en el tornillo para verificar que el esfuerzo máximo obtenido sea mayor al esfuerzo último. Las condiciones de frontera utilizadas fueron una restricción fija la cual cubría una mitad del tornillo y a la otra mitad se le aplico la fuerza obtenida en la simulación de la camisa espina de pescado. En la siguiente imagen se muestra las condiciones de frontera que se aplicaron para el primer juego de tornillos.

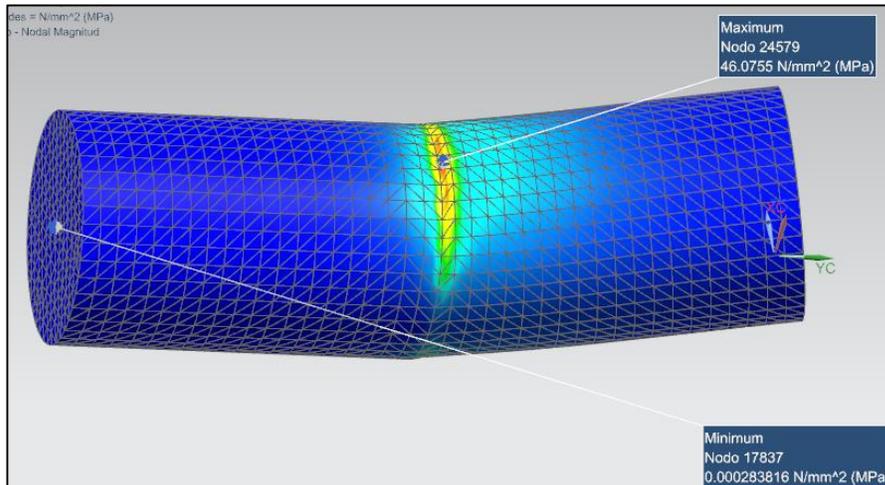
**Imagen 59.** Condiciones de frontera en el tornillo



**Fuente:** elaboración propia

Ya aplicadas las condiciones de frontera correspondientes, se realiza la simulación para obtener el esfuerzo máximo al cual está sometido el primer juego de tornillos en el asentamiento. En la siguiente imagen se muestra la simulación del primer juego de tornillos.

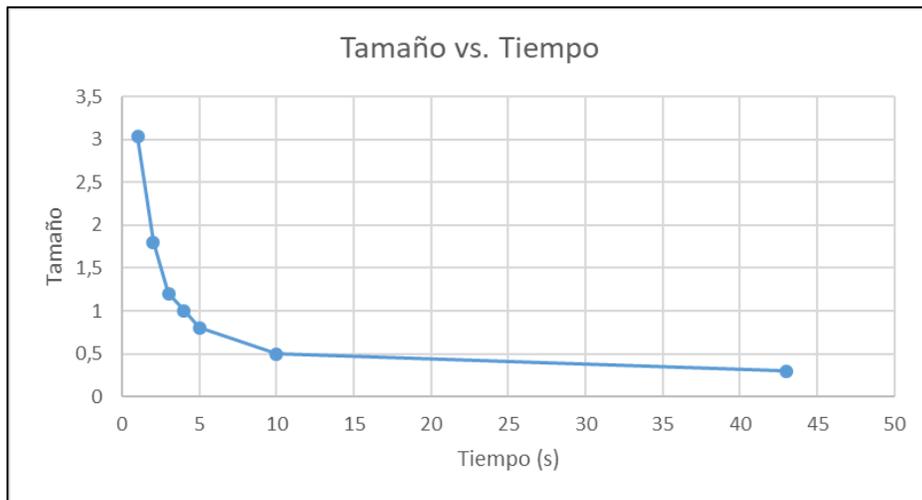
**Imagen 60.** Simulación del primer juego de tornillos



**Fuente:** elaboración propia

Para verificar que los resultados obtenidos en la simulación son cercanos a los reales, se realiza una convergencia de malla comparando los resultados del esfuerzo de von mises no promediados con los esfuerzos de von mises promediados. A medida que se disminuye el tamaño del elemento utilizado, aumenta el tiempo en el cual se demoró realizar la simulación. En la siguiente grafica se muestra cómo cambia el tiempo de simulación a medida que se disminuye el tamaño de la malla.

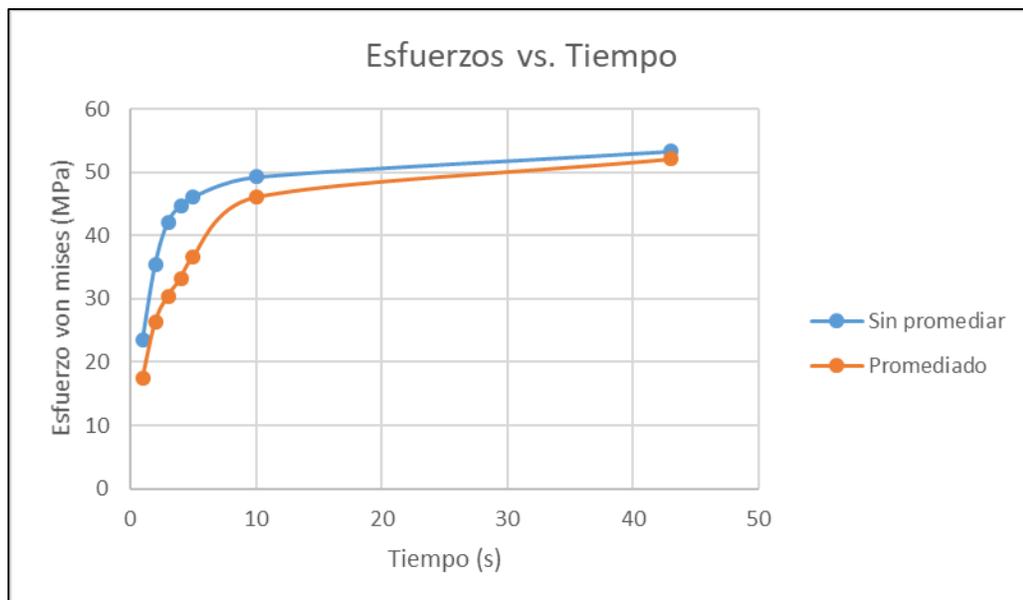
**Grafica 5.** Tamaño vs. Tiempo del primer juego de tornillos



**Fuente:** elaboración propia

Se realiza la comparación de los esfuerzos von mises promediados y sin promediar para obtener un valor más cercano al real. A medida en que se va disminuyendo el tamaño del elemento utilizado, los dos valores de esfuerzos van convergiendo, en caso de que se empiecen a alejar, se estaría presentando un problema en la simulación por lo cual sería necesario revisar los datos que se están introduciendo. En la siguiente grafica se muestra los valores obtenidos al momento de disminuir el tamaño de malla.

**Grafica 6.** Esfuerzo vs. Tiempo del primer juego de tornillos



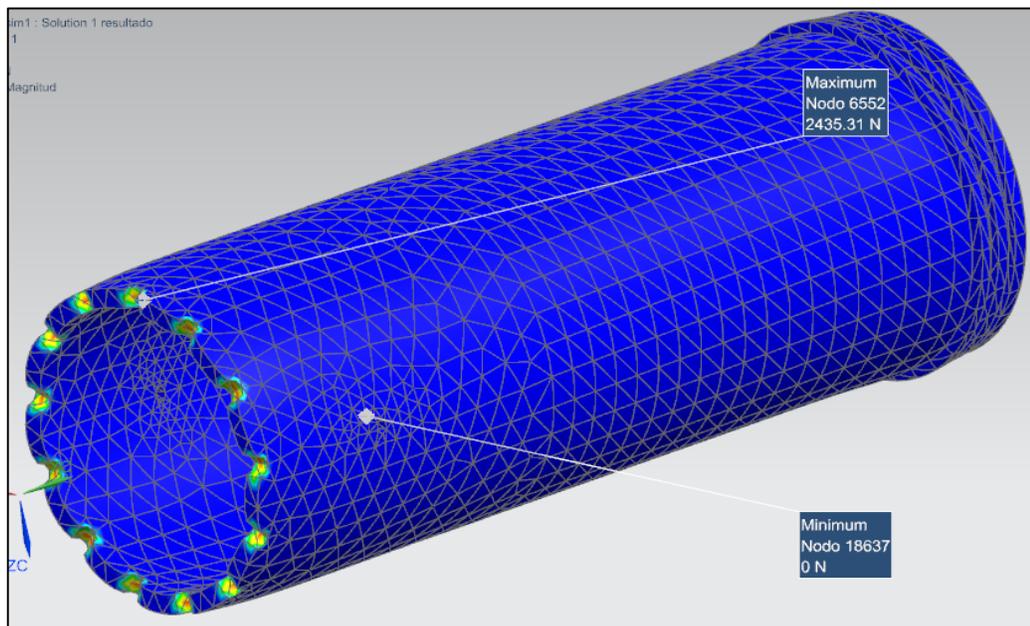
**Fuente:** elaboración propia

En la gráfica anterior se observa como ambos esfuerzos convergen hacia el valor de 53 MPa, este valor es mayor al esfuerzo ultimo del bronce el cual es de 20,4 MPa lo cual comprueba que el tornillo se fractura para permitir que empiece el movimiento de las piezas.

6.3.2 Fractura segundo juego de tornillos. Una vez a los conos se le ha aplicado la suficiente fuerza, se debe fracturar el segundo juego de tornillos para permitir la compresión de los elastómeros. En esta simulación se verifica que la presión calculada en el diseño sea lo suficiente para los tornillos.

Para disminuir el costo computacional se realiza el mismo procedimiento mencionado en la simulación anterior la cual consiste en eliminar la parte de la pieza la cual no va a estar sometida a ningún tipo de esfuerzo. Para las condiciones de frontera se utiliza una restricción fija en los agujeros donde van a estar posicionado los tornillos y en la cara opuesta de la pieza se aplica la presión de 15,54 MPa. En la siguiente imagen se muestra los resultados obtenidos en la simulación.

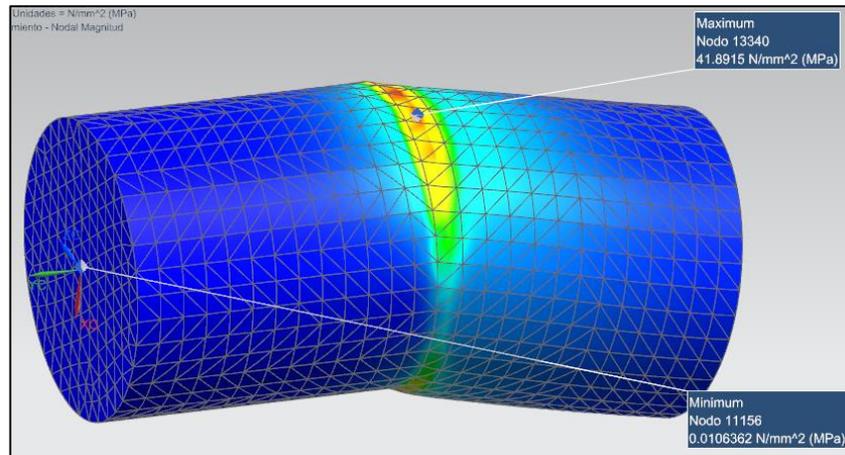
**Imagen 61.** Fuerza de fractura del segundo juego de tornillos



**Fuente:** elaboración propia

Al realizar la simulación se obtiene que cada uno de los tornillos va a estar sometido a una fuerza de 2.435 N, con esta fuerza se procede a realizar la simulación con el segundo juego de tornillos. En la siguiente imagen se muestra el resultado obtenido en una de las simulaciones.

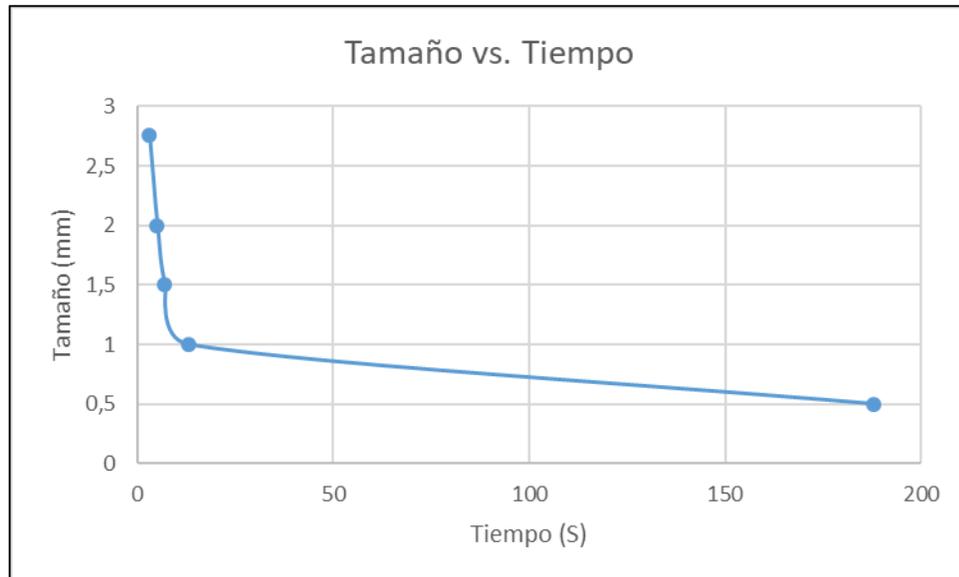
**Imagen 62.** Esfuerzo máximo en el segundo juego de tornillos



**Fuente:** elaboración propia

Se realiza la convergencia de malla para obtener un resultado más cercano al real. En la siguiente grafica se muestra como aumenta el tiempo a medida que se disminuye el tamaño del elemento.

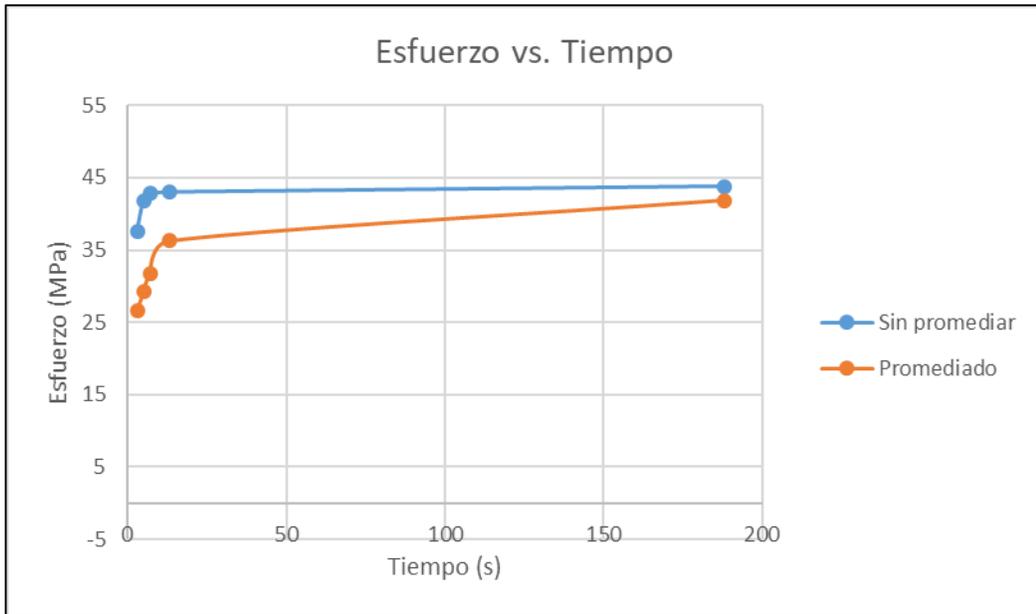
**Grafica 7.** Tamaño vs Tiempo segundo juego de tornillos



**Fuente:** elaboración propia

Se procede a realiza la comparación de los esfuerzos de von mises promediado y sin promediar para obtener un valor más cercano a la realidad. En la siguiente grafica se muestran los resultados obtenidos a medida que se disminuye el tamaño de la malla.

**Grafica 8.** Esfuerzo vs. Tiempo segundo juego de tornillos



**Fuente:** elaboración propia

Como se observa en la gráfica anterior, ambos esfuerzos convergen a un valor aproximado de 44 MPa lo cual es un valor mayor al esfuerzo ultimo del material garantizando que al llegar a la presión de asentamiento, el juego de tornillos se fractura.

## 7. MANUALES

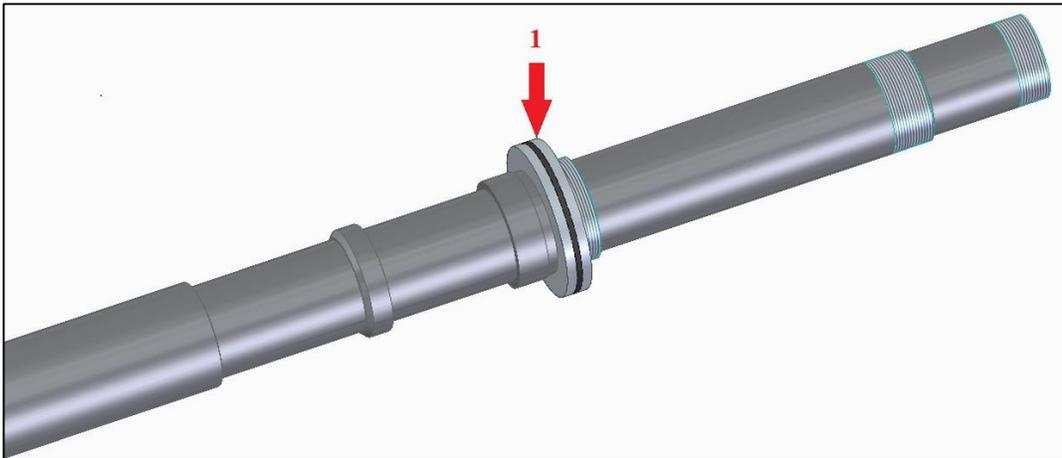
En este capítulo se realiza los manuales de proceso, tanto de asentamiento como de des asentamiento de tal forma que se garantice el buen funcionamiento de la herramienta mientras se encuentra en el pozo. Adicional a esto se realiza también el manual de mantenimiento de tal forma que el portaempaques tenga una mayor vida útil para poder realizar varias corridas, es decir varias bajadas al pozo. Cabe resaltar que, aunque en los objetivos no está incluido el manual de ensamble debido a que la herramienta ya se entrega ensamblada, se va hacer uno, pero de forma general.

### 7.1 MANUAL DE ENSAMBLE

A continuación, se presenta un paso a paso de cómo se realiza el ensamble de la herramienta en caso del que el comprador quiera realizar el desensamble de esta para realizarle mantenimiento. Para realizar el ensamble de la herramienta se recomienda utilizar una llave inglesa.

- 1) Primero se pone el mandril en una prensa o algún tipo de soporte donde se pueda manipular fácilmente alrededor de él. Después insertar el sello superior del cono (1) por la parte superior del mandril hasta que no pueda bajar más. Verificar que el sello superior del cono tenga puesto su respectivo o ring.

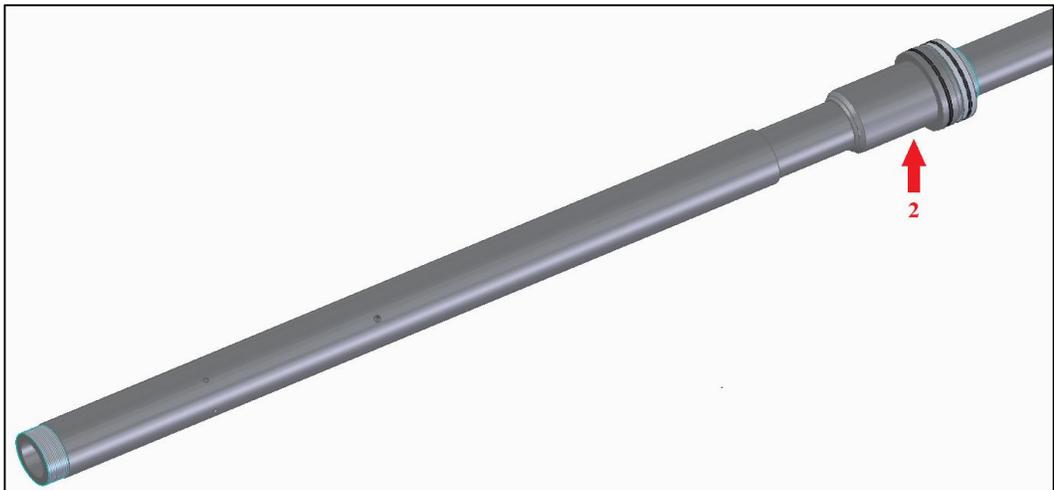
**Imagen 63.** Ensamble del sello superior del cono



**Fuente:** elaboración propia

- 2) Por la parte inferior del mandril insertar el sello superior (2) y subirlo hasta que haga contacto con el sello superior del cono. Verificar que este sello tenga los respectivos empaques u o-rings.

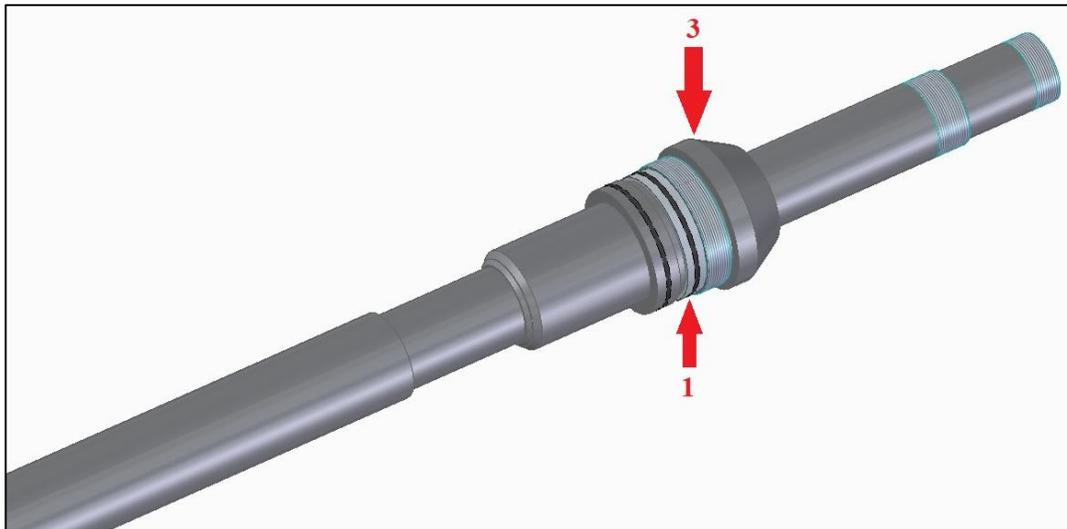
**Imagen 64.** Ensamble del sello superior



**Fuente:** elaboración propia

- 3) Insertar el cono superior (3) por la parte superior del mandril, bajarlo y conectarlo por medio de la rosca con el sello superior del cono (1).

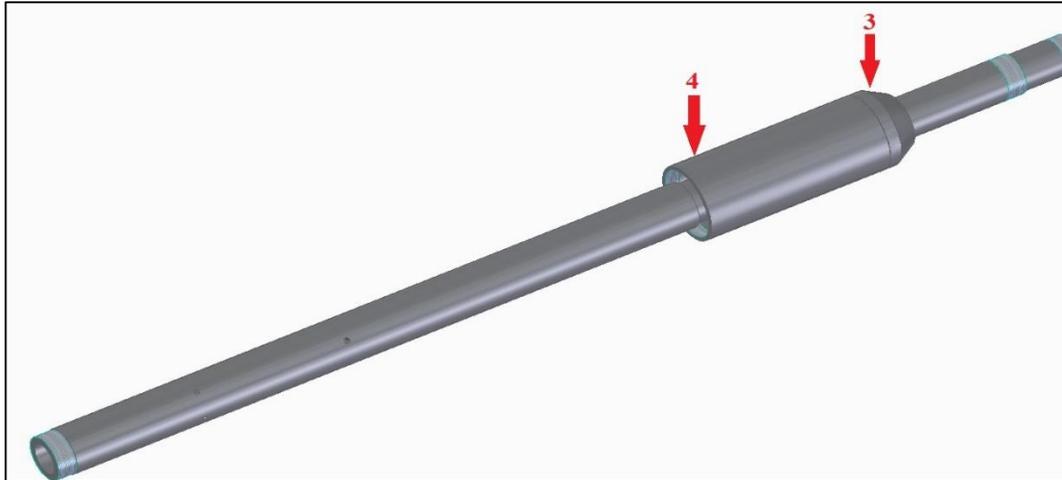
**Imagen 65.** Ensamble del cono superior



**Fuente:** elaboración propia

- 4) Para ensamblar la camisa superior (4), es necesario insertarla por la parte inferior del mandril y subirlo hasta conectarlo por medio de la rosca al cono superior (3).

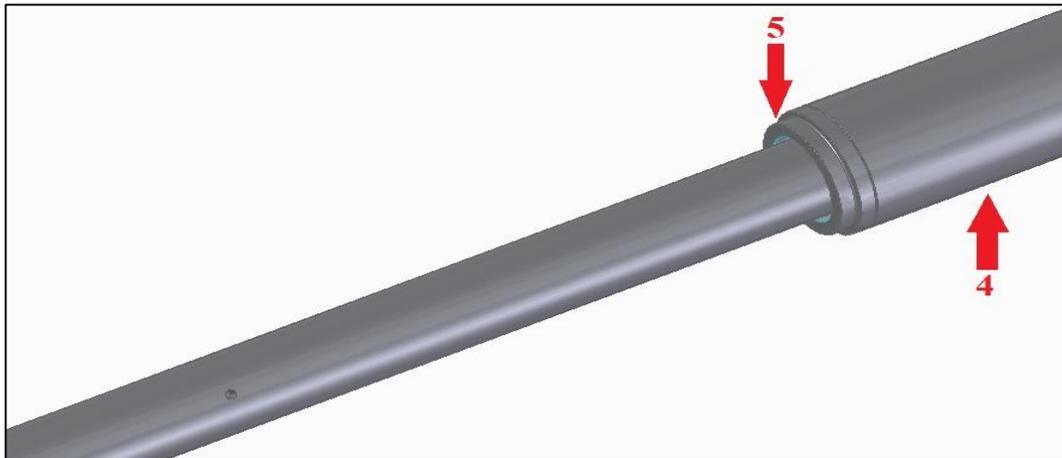
**Imagen 66.** Ensamble camisa superior



**Fuente:** elaboración propia

- 5) Insertar el conector superior goma (5) por la parte inferior del mandril hasta llegar a la camisa superior (4) y realizar la conexión por medio de la rosca. Verificar que el conector superior tenga su respectivo empaque u o-ring.

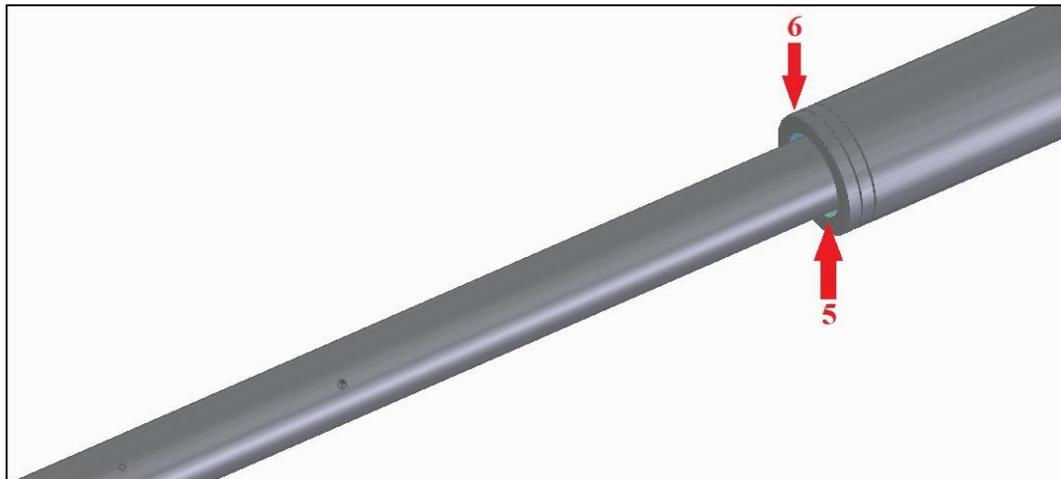
**Imagen 67.** Ensamble conector superior



**Fuente:** elaboración propia

- 6) Insertar el anillo superior goma (6) por la parte inferior del mandril y ubicarlo encima del conector superior (5).

**Imagen 68.** Ensamble anillo superior goma



**Fuente:** elaboración propia

- 7) Insertar por la parte inferior del mandril los elastómeros (7) y los anillos (8), de tal forma que quede intercalado empezando por el elastómero y subirlo hasta que haga contacto con el anillo superior goma (6).

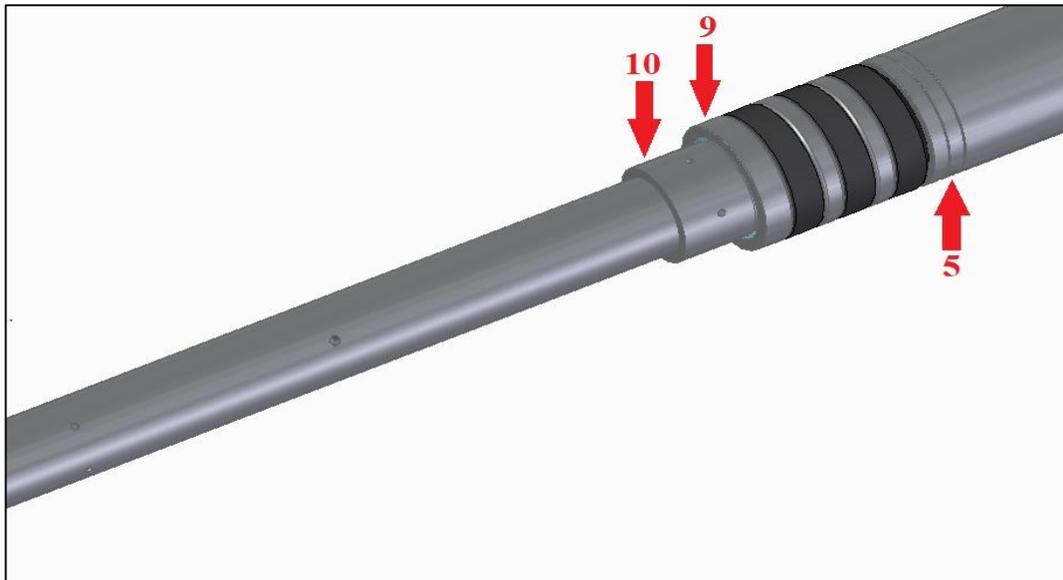
**Imagen 69.** Ensamble elastómeros y anillos



**Fuente:** elaboración propia

- 8) Insertar el anillo inferior goma (9) por la parte inferior del mandril. Posterior a esto insertar la camisa interna (10) entre los anillos y los elastómeros y conectarlo por medio de la rosca al conector superior (5).

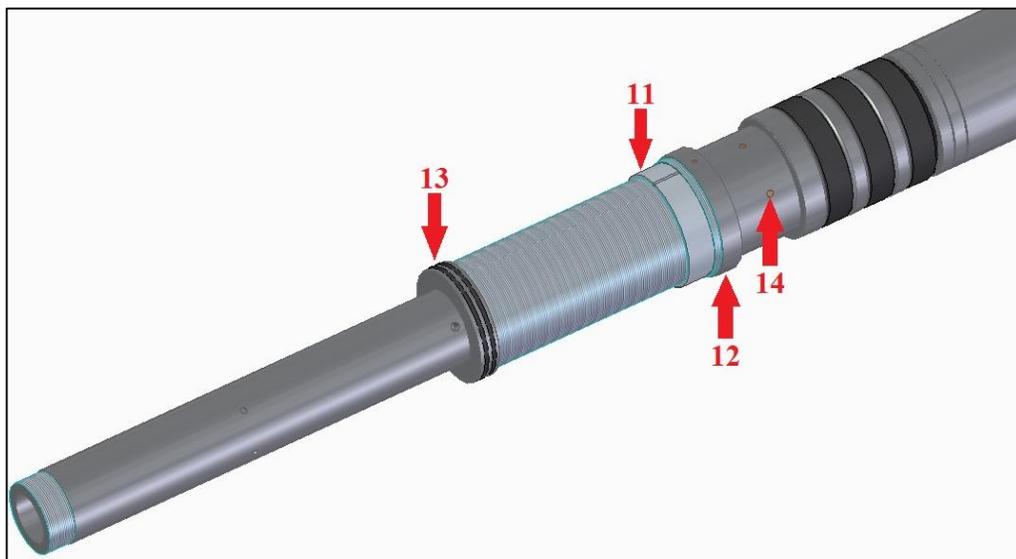
**Imagen 70.** Ensamble del anillo inferior goma y de la camisa interna



**Fuente:** elaboración propia

- 9) Insertar el anillo corredor (11) y el conector camisa inferior (12) en la camisa espina de pescado (13) de tal forma que el anillo corredor quede sobre los primeros hilos de la rosca de espina de pescado. Después insertar la camisa espina de pescado por la parte inferior del mandril, verificando que tenga sus respectivos empaques u o-rings, hasta alinearlos con la camisa interna de tal forma que se puedan poner los respectivos tornillos de bronce (14).

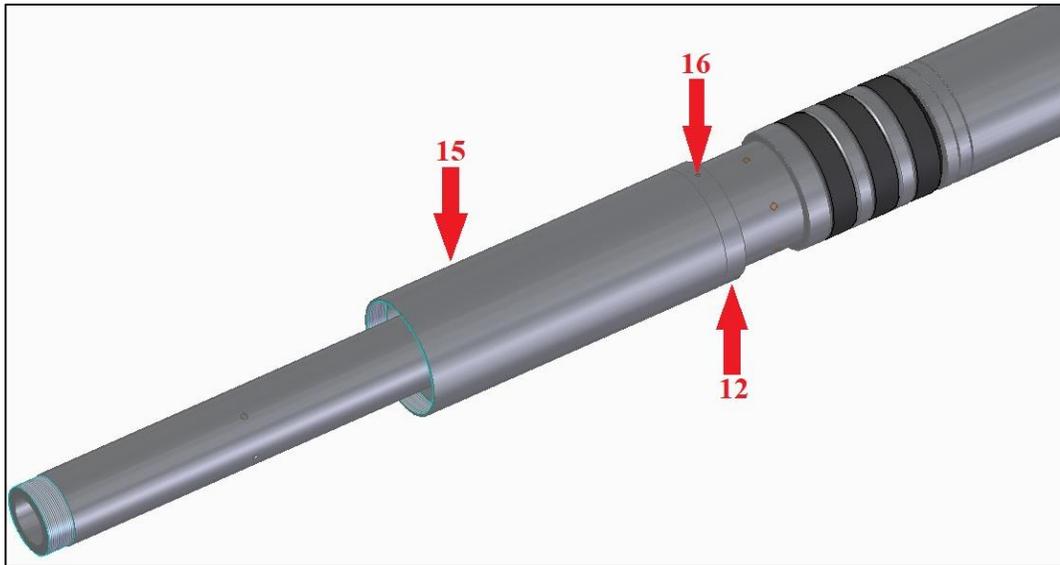
**Imagen 71.** Ensamble de la camisa espina de pescado, anillo corredor y conector inferior



**Fuente:** elaboración propia

- 10) Insertar la camisa inferior (15) por la parte inferior del mandril y conectarla por medio de la rosca al conector camisa inferior (12), posteriormente alinearla con la camisa espina de pescado para ubicar los tornillos de bronce (16).

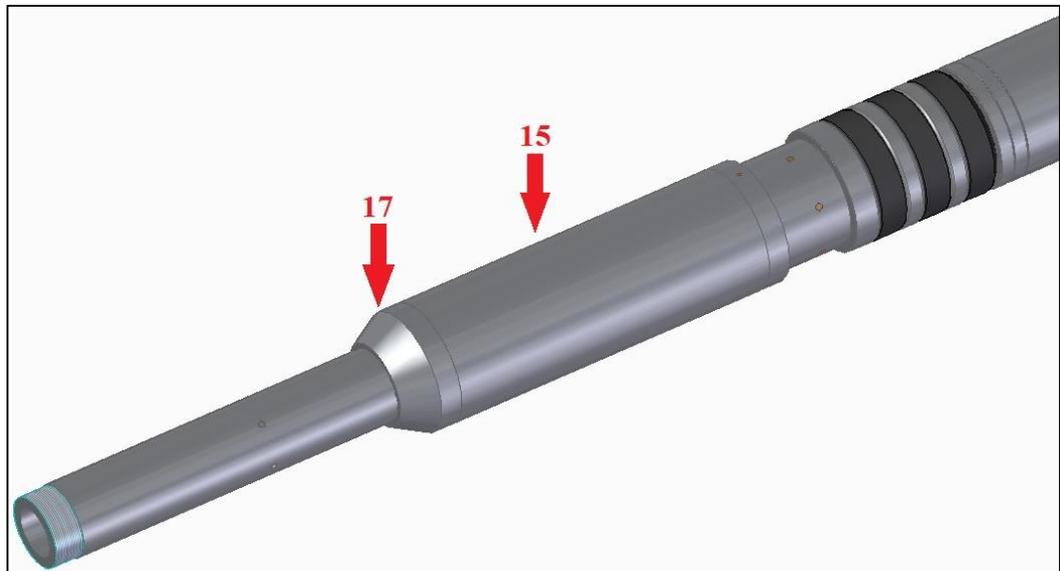
**Imagen 72.** Ensamble camisa inferior



**Fuente:** elaboración propia

- 11) Insertar el cono inferior por el mandril (17) y roscarlo con la camisa inferior (15). Antes de conectarlo con la camisa inferior verificar que el cono tenga todos los empaques u o-rings.

**Imagen 73.** Ensamble cono inferior



**Fuente:** elaboración propia

- 12) Insertar la canasta superior (18) con sus respectivas cuñas por la parte superior del mandril teniendo en cuenta que este se conecta por medio de la rosca. De la misma forma insertar la canasta inferior (19) con las cuñas por la parte inferior del mandril, esta canasta se conecta por medio de los tornillos de bronce.

**Imagen 74.** Ensamble de canastas de cuñas.



**Fuente:** elaboración propia

- 13) Finalmente se inserta el bottom sub (20) por la parte inferior del mandril, conectándolo por medio de la rosca e insertar el top sub (21) por la parte superior del mandril y conectarlo con la rosca.

**Imagen 75.** Ensamble del bottom sub y el top sub



**Fuente:** elaboración propia

## 7.2 MANUAL DE OPERACIÓN

Cuando se le entrega la herramienta al cliente, esta se le entrega forrada con plástico de tal forma que se proteja de cualquier tipo de rayones especialmente en los elastómeros, adicionalmente en las conexiones tanto superior como inferior se ponen unos protectores de plástico. Todo esto se realiza para que la herramienta llegue en óptimas condiciones al campo. En la siguiente imagen se muestra una herramienta antes de ser entregada.

**Imagen 76.** Herramienta lista para entrega



**Fuente:** elaboración propia

Antes de realizar el asentamiento del portaempaques es necesario garantizar que la zona en la cual se va a realizar este limpia, esto quiere decir que no haya residuos o algún tipo de viruta. Para garantizar esto, se requiere el uso de un conjunto de herramientas de limpieza mecánica la cual está constituida por 3 herramientas principalmente, en la parte inferior se encuentra la broca la cual está encargada de triturar cualquier residuo de cemento o material que se encuentre en el pozo. Después le sigue una herramienta llamada el scraper la cual trae una canasta y unos cepillos los cuales se encargan de desprender cualquier residuo de material que este pegado a la pared del revestimiento y además trae unos imanes los cuales ayudan a que dichos residuos se adhieran a la herramienta. Finalmente se baja también una unidad magnética la cual consta de unas hélices que tienen unos imanes más potentes para que se pegue una mayor cantidad de material. Materiales como el cemento son extraídos por fluido que se está inyectando ya que no se adhieren a los imanes. A continuación, se muestra las imágenes de cada una de las herramientas de limpieza mecánica.

**Imagen 77.** Broca tricónica



**Fuente:** elaboración propia

**Imagen 78.** Magneto y scraper



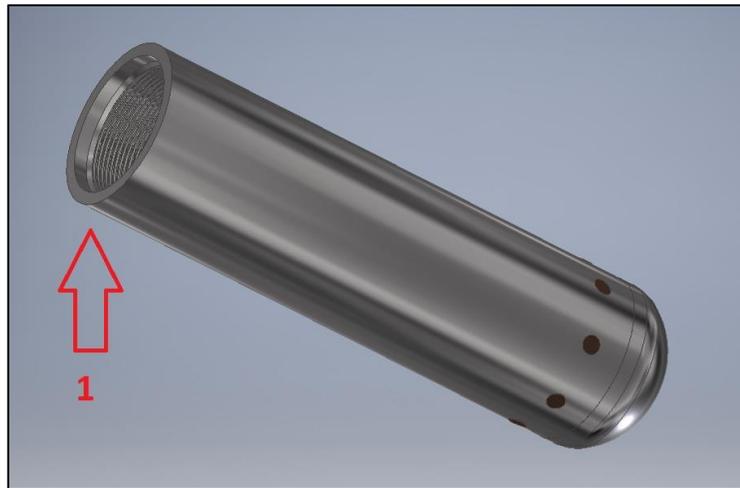
**Fuente:** elaboración propia

Una vez se realizó la limpieza mecánica se procede a realizar el asentamiento de la herramienta. Para empezar, se retiran los elementos de protección los cuales ya fueron mencionados anteriormente. Adicionalmente se verifica que estén todos los elementos necesarios el cual es, un tapón que puede ser un shear out plug el cual permite realizar la presurización de la herramienta. También se requiere verificar que estén en disposición las bombas y el fluido con el cual se va a presurizar, en la mayoría de los casos se utiliza la misma agua de formación que se extrae en el campo o la salmuera debido a razones ambientales y económicas.

Se realiza el siguiente paso a paso para la operación de la herramienta.

- 1) Se ubica el shear out plug de primeras en la torre de perforación
- 2) Ubicar el portaempaque encima del shear out plug, verificando que se encuentre perfectamente alineado.
- 3) Bajar lentamente la herramienta hasta que las conexiones (1) de ambas herramientas ya estén haciendo contacto. En las siguientes imágenes se muestra las conexiones que se requieren roscar.

**Imagen 79.** Conexión shear out plug



**Fuente:** elaboración propia

**Imagen 80.** Conexión inferior del portaempaques



**Fuente:** elaboración propia

- 4) Realizar la conexión y el torqueo de la herramienta utilizando una llave de fuerza. Esta llave permite aplicarle el torqueo de forma controlada a la llave de tal forma que no quede suelta ni tampoco de que sobre torquee. En la siguiente imagen se muestra una llave de fuerza en donde en el recuadro azul es por donde pasa la tubería, en este caso la herramienta.

**Imagen 81.** Llave de fuerza



**Fuente:** ANDY PETROLEUM MACHINERY CO. LTD (2019), Casing tong, [en línea], [consultado el 07 de mayo de 2.019], disponible en: <http://www.andypetrol.com/productshow.asp?ArticleID=0&id=58&cid=004>

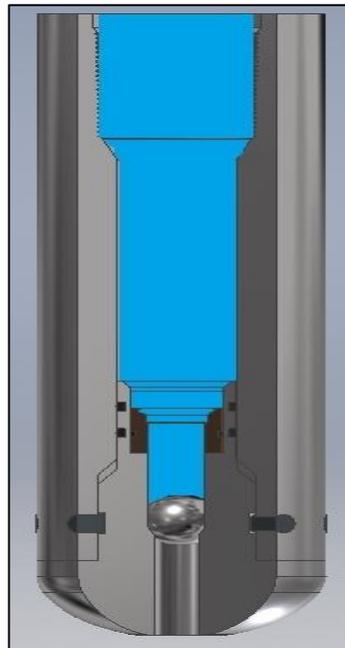
- 5) Se ubica la llave de fuerza en el bottom sub del portaempaques.
- 6) Se centraliza la llave de fuerzas verificando que quede a ángulo de 90° con respecto a la tubería y se garantiza que tenga desplazamiento de forma axial.<sup>39</sup>
- 7) Se inicia con una velocidad igual o menor a 25 r.p.m.
- 8) A medida que se aproxima a los últimos hilos de la rosca, se va disminuyendo la velocidad hasta aproximadamente 10 r.p.m.
- 9) Una vez ya se está en el último hilo, se reduce la velocidad hasta aproximadamente 3 r.p.m. y se realiza el apriete con un torque de 4.200 lb-ft.
- 10) Se realiza el mismo procedimiento, pero en la parte superior del portaempaques, conectándolo con la tubería de producción.
- 11) Una vez ya todas las conexiones se hayan realizado, se empieza a bajar la herramienta con una velocidad máxima 27,4 m/min (90 ft/min), esto se debe a que, si se baja la herramienta muy rápido, esta puede causar una sobre presión en la parte inferior lo que puede causar una fractura de los tornillos de desasentamiento lo que impediría la activación de la herramienta.

---

<sup>39</sup> RESENDIZ, Sergio. Importancia del uso de las conexiones Premium en el diseño de pozo petroleros. [en línea]. Tesis. Universidad Nacional Autónoma de México, Ciudad de México D.F. 2012 [Consultado el 15 de agosto 2019]. Disponible en: <http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/xmlui/bitstream/handle/132.248.52.100/2232/FINAL.pdf?sequence=1>

- 12) Debido a la razón mencionada en el paso anterior también es necesario que al momento de bajar la herramienta, el diferencial de presión entre la parte superior de la herramienta y la parte inferior no puede ser mayor a 2,74 MPa (400 psi).
- 13) Una vez se llegue a la profundidad deseada por la operadora, se lanza la esfera del shear out plug por el interior de la tubería de producción. Esta esfera genera un tapón lo cual permite presurizar la herramienta como se muestra en la siguiente imagen.

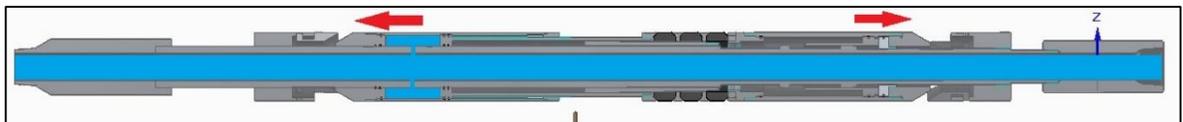
**Imagen 82.** Tapón shear out plug



**Fuente:** elaboración propia.

- 14) Se debe ir aumentando la presión hasta llegar a los 1.056,69 KPa (153,26 psi) a esta presión se fracturan el primer juego de tornillos lo cual permite que el portaempaques empiece a asentar, en esta parte los conos tanto superior como inferior empiezan a hacer contacto con las cuñas causando que salgan y se agarren al revestimiento.

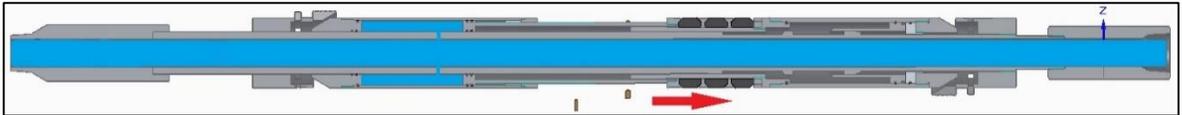
**Imagen 83.** fractura primer juego de tornillos



**Fuente:** elaboración propia

15) Se sigue aumentando la presión causando que se ejerza mayor fuerza a las cuñas, una vez se alcance una presión de 15.504,2 KPa (1.042,81 psi) se fracturan el segundo juego de tornillos lo cual significa que ya se le aplico a las cuñas la fuerza necesaria y se inicia el proceso de compresión de los elastómeros.

**Imagen 84.** Fractura segundo juego de tornillos



**Fuente:** elaboración propia

- 16) La presión se sigue aumentando hasta 15.513 KPa (2.250 psi) y se mantiene por 10 minutos de tal forma que se pueda garantizar que el movimiento de todas las piezas haya finalizado y la herramienta este asentado
- 17) Se le realiza las pruebas de agarre de la herramienta. Primero se le agregan 909 Kg (2.000lb) de peso a la tubería de producción para garantizar que no se mueva hacia abajo y se le agrega el mismo peso, pero a tensión para garantizar que no se mueva hacia arriba.
- 18) Se le realiza las pruebas de sello a la herramienta. Para realizar estas pruebas se presuriza el anular superior con una presión de 6.894.76 KPa (1.000 psi) y se mantiene por 20 minutos. Al final de este tiempo la presión tiene que ser la misma o puede disminuir máximo 20 psi. Si disminuye más es porque no quedo bien realizado el sello o se está presentando una filtración por algún lado del pozo por lo cual es necesario revisar todo el pozo, si el problema se presenta por el portaempaque entonces se necesita des asentarlo y volver a asentarlo.
- 19) Una vez se finalice la operación con la herramienta, se realiza el des asentamiento. Para realizar este proceso solo se necesita tensionar la tubería de producción con 16.200 lb de tal forma que se fracturan los tornillos de des asentamiento. Esto causa que la canasta inferior retroceda liberando las cuñas. Lo cual permite que los conos también bajen y los elastómeros dejen de estar sometidos a compresión. Es decir que se liberan todas las fuerzas quedando las piezas en sus posiciones originales lo que permite subir la herramienta sin tocar las paredes internas del revestimiento.

### 7.3 MANUAL DE MANTENIMIENTO

Para un buen funcionamiento de la herramienta es necesario realizarle el debido mantenimiento, de tal forma que no presente ningún tipo de falla al momento de operación.

Cuando se entrega la herramienta, se entrega con los protectores de rosca y forrada en plástico de tal forma que no sufra rayones al momento de ser transportada. En la siguiente imagen se muestra como son los protectores de las roscas utilizados.

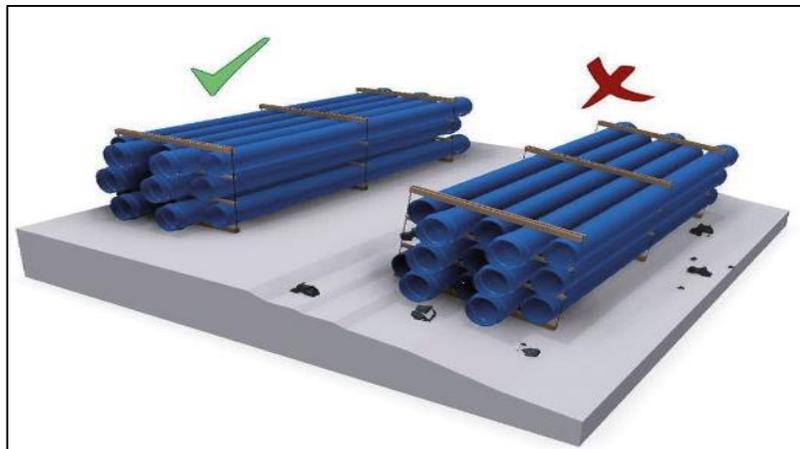
**Imagen 85.** Protectores de roscas



**Fuente:** elaboración propia

Durante su transporte es recomendable hacerlo de forma lenta para que la herramienta no sufra ningún tipo de golpe. Cuando la herramienta este en campo, pero no esté en operación, debe estar almacenada en posición horizontal sobre una superficie plana, de esa forma todo el peso no va a estar en uno de los subs causando daños en la rosca, lo cual impediría que esta se pueda conectar a otra herramienta o que presente filtraciones. En la siguiente imagen se muestra como debe esta almacenada la herramienta.

**Imagen 86.** Almacenamiento de herramienta



**Fuente:** MOLECOR 2.018, Transporte, almacenamiento y manipulación de las tuberías [en línea] [consultado: 8 de agosto de 2.019], disponible en: <http://molecor.com/es/transporte-almacenamiento-manipulacion-tuberias-tomr-pvc-o>

Adicional a esto es recomendable tener la herramienta en un lugar con sombra o al menos los elastómeros, ya que se podrían cristalizar y no generar un buen sello, pero además es de gran importancia que este se encuentre ventilado de tal forma que no se aumente tanto la temperatura.

Al momento de empezar a armar el BHA que son todas las herramientas para hacer el completamiento, es necesario aplicar solo el torque especificado anteriormente ya que, si se le aplica más, la rosca va a sufrir daños y causar que no funcione correctamente.

Una vez la herramienta ya haya sido des asentada y subida a superficie, es necesario des ensamblarla por completo para poder inspeccionar cada una de las piezas, para esto se siguen los pasos del manual de ensamble, pero en sentido contrario, es decir empezando desde el últimos hasta llegar al primero.

Cuando ya la herramienta este des ensamblada primero se realiza una limpieza en donde no queden rastros de fluidos que se encuentran en el pozo. Después es necesario realizar un pulido a cada una de las piezas de tal forma que se pueda observar si alguna de ellas tiene algún tipo de fractura o rayón grave. Posteriormente realizar una inspección por luz ultra violeta para verificar el estado en el que se encuentran. Existen varias empresas que se dedican específicamente a esta inspección por lo cual por facilidad es mejor contratarla. Estas empresas definen si las piezas están en óptimas condiciones para operación, si se pueden reparar o si simplemente ya son obsoletas.

Una de las inspecciones más importantes a realizar es la de las cuñas ya que estas son fundamentales al momento de operación de la herramienta. Es necesario revisar los filos de los dientes de las cuñas y verificar que estas no estén fracturadas ya que toca tener en cuenta que estas están fabricadas en carburo de tungsteno lo cual las hace débiles a cualquier tipo de golpe. En la siguiente imagen se puede observar como se ve una cuña que está en mal estado y no en óptimas condiciones para un buen funcionamiento.

**Imagen 87.** Cuña en mal estado



**Fuente:** elaboración propia

Del mismo modo es recomendable cambiar todos los empaques (o-rings) que tiene la herramienta cada 3 asentamientos aproximadamente dependiendo de cuánto tiempo haya estado en operación, ya que estos pueden sufrir un gran desgaste después de estar en operación.

Cuando se ha finalizado la inspección se ensambla otra vez la herramienta siguiendo el paso a paso que se mostró en el manual de ensamble. Al momento de realizar las conexiones por medio de la rosca, es necesario aplicarle grasa de jabón de litio a las roscas para protegerlo. Esto permite que las roscas no se desgasten tan rápidamente y protegerla en caso de que haya exceso de torque. Esta grasa debe mantenerse limpia libre de arena, agua o cualquier material extraño por lo cual nunca se debe intentar diluirlo con algún solvente o aceite. Los cepillos con los cuales se aplica también deben estar limpios y libre de cualquier material extraño.<sup>40</sup> A continuación se muestra cual es la grasa que se está utilizando en la empresa Machine Technologies Services para el ensamble de las herramientas.

**Imagen 88.** Grasa para las roscas



**Fuente:** elaboración propia

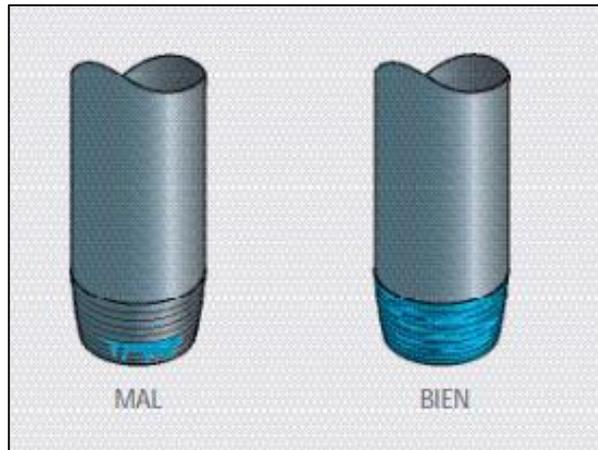
Para agregar esta grasa se debe hacer por medio de una capa delgada y uniforme de tal forma que se llenen las raíces de las roscas el sello y el hombro de torque. Cuando se termine de aplicar la grasa, la forma de la rosca todavía tiene que ser visible.<sup>41</sup> En la siguiente imagen se observa cómo debe quedar la rosca después de aplicar la gasa.

---

<sup>40</sup> TENARIS. Manual de uso de casing y tubing. [en línea]. Cartagena: La entidad [consultado el 29 de agosto 2019]. Disponible en: [http://www.oilproduction.net/files/Manual\\_Tenaris\\_Casing\\_Tubing.pdf](http://www.oilproduction.net/files/Manual_Tenaris_Casing_Tubing.pdf)

<sup>41</sup> Ibid.

**Imagen 89.** Aplicación de la grasa



**Fuente:** TENARIS 2.018, Manual de uso de casing y tubing [en línea] [consultado: 20 de agosto de 2.019], disponible en: [www.oilproduction.net/files/Manual\\_Tenaris\\_Casing\\_Tubing.pdf](http://www.oilproduction.net/files/Manual_Tenaris_Casing_Tubing.pdf)

Además de realizar la inspección general, es necesario tener en cuenta que a pesar de haber realizado la inspección se pueden presentar problemas al momento de operación. No se puede determinar cada cuanto se debe cambiar una pieza ya que cada pozo tiene propiedades diferentes que pueden afectar la herramienta de diferentes formas, por lo cual es necesario hacer la inspección visual cada vez que se des asienta. Dependiendo de qué problema se presente, se puede saber cuáles pueden ser las piezas que están presentando la falla.

Para poder saber de dónde proviene la falla es necesario saber que la herramienta está compuesta por tres subsistemas, uno hidráulico, uno estructural y uno de agarre. Los dos subsistemas que pueden principalmente presentar una falla son el hidráulico y el de agarre, ya que el sistema estructural solo está compuesto por el mandril y un juego de tornillos.

En el siguiente cuadro se muestra el paso a paso de cómo se realiza la inspección de la herramienta, este procedimiento se debe realizar siempre que finalice una operación es decir cuando el portaempaque vuelve a subir a superficie.

**Cuadro 14.** Inspección de la herramienta

<b>LISTADO DE PASOS PARA LA INSPECCIÓN</b>		
<b>Pasos</b>	<b>Actividad</b>	<b>Procedimiento</b>
1	Des ensamble	Seguir los pasos del manual de ensamble, pero en sentido contrario hasta que ninguna pieza esté conectada. Retirar los empaques de las piezas que lo tengan.
2	Limpieza	Para la limpieza de las piezas se recomienda usar jabón en polvo y un estropajo o cepillo, ya que el agua no puede quitar el petróleo. Limpiar hasta que se vea el metal en toda la pieza, una vez se retira todo el petróleo, secar la pieza.
3	Inspección de los empaques	Para inspeccionar los empaques es necesario verificar que en la superficie no se presente algún tipo de cristalización, adicionalmente tomar las medidas del diámetro interno y externo, estos diámetros no pueden tener un desgaste mayor a 0,3mm.
4	Inspección de las cuñas	Realizar inspección visual de las cuñas específicamente en los dientes verificando que las puntas no presenten desgaste. También verificar que no haya presencia de fisuras en toda la pieza.
5	Inspección de los elastómeros	Realizar una inspección visual de los elastómeros verificando que no se presente alguna fisura o desgaste en la superficie. Del mismo modo verificar que no presente algún tipo de cristalización o descolorización del material ya que es una señal de desgaste del material.

**Cuadro 14.** (Continuación)

<b>LISTADO DE PASOS PARA LA INSPECCIÓN</b>		
6	Inspección de las piezas de acero	Para la inspección de las piezas de acero toca tener en cuenta que pieza es. En caso de que sea una camisa o el mandril, es necesario realizar verificar que el diámetro exterior sea uniforme es decir que no se presente un desgaste en una zona específica. Para verificar se puede utilizar una regla metálica y ponerlo sobre la pieza de tal forma que no puede pasar la luz entre la regla y la pieza. Si la pieza presenta un desgaste uniforme, tomar las medidas de los diámetros externos e internos los cuales no pueden ser por máximo 0,3 mm menor al del plano. Posteriormente revisar las conexiones roscadas de tal forma que el hilo no presente ningún cambio de dimensión y sea uniforme. Para el resto de piezas verificar que no presenten algún tipo de pandeo.
7	Ensamble	Realizar ensamble de la herramienta siguiendo cada uno de los pasos del manual de ensamble para que finalmente quede en óptimas condiciones para su operación.

**Fuente:** Elaboración propia

Adicionalmente, además de realizar las inspecciones adecuadas a la herramienta, se deben realizar las unas actividades o acciones para proteger la herramienta y de tal forma prolongar la vida útil. En el siguiente cuadro se explican las acciones que se deben realizar para cuidar las piezas críticas para el funcionamiento de la herramienta.

**Cuadro 15.** Cuidados de la herramienta

<b>CUIDADO DE LAS PARTES PRINCIPALES</b>	
<b>Parte</b>	<b>Cuidado</b>
Rosca	Para prevenir el desgaste prematuro de las roscas, es necesario aplicarle grasa de litio siempre que se vaya a conectar. Cuando la herramienta no esté en operación es necesario que tenga los protectores puestos. Al conectar los subs solo torquear hasta 4.200 lb*ft o sino se daña el primer hilo, por el mismo motivo se debe almacenar en posición horizontal.
Elastómero	Para el cuidado de los elastómeros es necesario que siempre que se encuentre en superficie, no estén en contacto con directo con los rayos del sol, del mismo modo estén almacenado en un lugar donde el viento pase libremente de tal forma que la temperatura no supere los 40 C.
Piezas de acero	Para el cuidado de las piezas de acero se tiene que tener mayor cuidado al momento de transportarlo ya que en este momento es cuando la herramienta puede sufrir golpes generando pandeo lo cual causaría que no se puedan mover las piezas con facilidad como por ejemplo en el caso de la camisa interna. En caso de que se transporte la herramienta por carreteras destapadas se recomienda insertarla en una caja de madera de tal forma que la madera sea la que absorbe los impactos.
Cuñas	Teniendo en cuenta que las cuñas están fabricadas en carburo de tungsteno, estas no pueden estar sometidas a ningún tipo de impacto por lo cual se recomienda ensamblarlos en la canasta de cuñas solo cuando se vaya a bajar la herramienta al pozo, de resto transportarlo en una caja distinta a la de la herramienta.

**Fuente:** elaboración propia

Por último, al realizar las pruebas de asentamiento, se pueden presentar algunas fallas, en el siguiente cuadro se muestra cual es la falla principal que se puede realizar en cada una de las pruebas y cuál es la inspección que se debe realizar en caso de que se presente.

**Cuadro 16.** Principales fallas

<b>PRINCIPALES FALLAS E INSPECCIONES A REALIZAR</b>			
<b>Síntoma de falla</b>	<b>Subsistema</b>	<b>Piezas</b>	<b>Procedimiento</b>
Disminución de presión al momento de asentar la herramienta	Hidráulico	Mandril, camisa inferior, camisa espina de pescado, cono inferior	Inspeccionar que ni el mandril ni la camisa inferior tenga alguna fisura, verificar que los empaques de la camisa espinan de pescado y cono inferior estén haciendo el debido sello.
Movimiento de la pieza al momento de tensionarlo o agregarle peso	Agarre	Cuñas, canastas, anillo corredor, camisa espina de pescado, conos, camisa interna, segundo juego de tornillos	Inspeccionar el estado de las cuñas y que estén bien posicionadas en las canastas, que el anillo corredor si se pueda desplazar por la camisa espina de pescado sin poder devolverse, que el segundo juego de tornillos si sea del material especificado y que la camisa interna no presente ningún tipo de fractura.
Disminución de presión al momento de hacer pruebas de asentamiento	Agarre	Elastómeros, anillos, camisa espina de pescado, conector superior e inferior	Inspeccionar principalmente el estado de los elastómeros de tal forma que no presenten algún tipo de fisura, que el anillo corredor se pueda deslizar en un solo sentido por la camisa espina de pescado, que los anillos se encuentren en buen estado y que los conectores estén bien conectados por medio de la rosca.

**Fuente:** elaboración propia

## **8. ANALISIS FINANCIERO**

En este capítulo se analiza toda la parte financiera del proyecto primero revisando toda la parte de costos ingenieriles y después calculando el costo de fabricación que tendría la herramienta. Finalmente, se analiza si el costo de porta empaque es menor a la competencia que se encuentra en el mercado.

### **8.1 COSTOS DE FRABRICACIÓN**

Para realizar los costos de fabricación primero, es necesario conocer cuál es el precio de la materia prima y cuanto se necesita. Para esto se habló con la empresa Ferrocortes la cual dispone del material y lo venden por masa en barra macizas. Esta empresa vende la tonelada de material por \$2´100.000 por lo cual es necesario conocer cuanta masa del material se necesita para fabricar la herramienta, esto se hace por medio del siguiente cuadro.

**Cuadro 17.** Cálculo de la masa del acero requerido

CALCULO DE LA MASA DEL ACERO REQUERIDO							
DENSIDAD (kg/m <sup>3</sup> )	L (mm)	D (mm)	VOL (mm <sup>3</sup> )	VOL (m <sup>3</sup> )	MASA (Kg)	COSTO	PIEZA
7870	2281	110	21677118,54	0,022	170,599	\$ 358,258	MANDRIL
7870	540	165	11546558,10	0,012	90,871	\$ 190,830	CAMISA ESPINDA DE PESCADO
7870	462	175	11112428,25	0,011	87,455	\$ 183,655	CAMISA INFERIOR
7870	340	132	4652835,26	0,005	36,618	\$ 76,897	CAMISA INTERNA
7870	153	173	3596454,20	0,004	28,304	\$ 59,439	CANASTA SUPERIOR
7870	214	174	5088656,86	0,005	40,048	\$ 84,100	CONOS
7870	75	174	1783407,78	0,002	14,035	\$ 29,474	ANILLOS
7870	398	142	6303048,62	0,006	49,605	\$ 104,170	BOTTOM SUB
7870	402	174	9559065,70	0,010	75,230	\$ 157,983	CAMISA SUPERIOR
7870	152	173	3572947,96	0,004	28,119	\$ 59,050	CANASTA INFERIO
7870	127	174	3019903,84	0,003	23,767	\$ 49,910	CONO INFERIOR
7870	191	152	3465863,38	0,003	27,276	\$ 57,280	SELLO SUPERIO
7870	303	131	4083909,56	0,004	32,140	\$ 67,495	TOP SUB
7870	42	161	855050,84	0,001	6,729	\$ 14,131	ANILLO CORREDOR
7870	42	172	975881,49	0,001	7,680	\$ 16,128	CONECTOR CAMISA INFERIOR
7870	92	172	2137645,17	0,002	16,823	\$ 35,329	CONECTOR SUPERIOR GOMA
7870	45	151	805855,74	0,001	6,342	\$ 13,318	SELLO SUPERIOR CONO
					741,642	\$ 1.557,449	TOTAL

**Fuente:** elaboración propia

Una vez ya realizado este cálculo se sabe que el precio del acero que se necesita es de \$1'557.500. Adicionalmente es necesario tener en cuenta las otras piezas que se necesitan y la mano de obra para saber el costo de fabricación del portaempaque como se muestra en la siguiente tabla.

**Tabla 8.** Costos de fabricación

<b>COSTOS DE FABRICACIÓN</b>				
<b>ITEM</b>	<b>UNIDAD</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>VR/UNI</b>	<b>VALOR TOTAL</b>
<b>MATERIA PRIMA</b>	Ton	0,742	\$ 2.100.000	\$ 1.558.200
<b>MANO DE OBRA</b>	Hora	78	\$ 8.400	\$ 655.200
<b>ELASTOMEROS</b>	Kit	1	\$ 1.300.000	\$ 1.300.000
<b>CUÑAS</b>	JUEGO	2	\$ 2.000.000	\$ 4.000.000
<b>PROTECTOR DE ROSCAS</b>	PROTECTO R	2	\$ 34.000	\$ 68.000
<b>PLATICO PROTECTOR</b>	ROLLO	1	\$ 43.990	\$ 43.990
<b>TORNILLOS DE BRONCE (3/8 in)</b>	TORNILLOS	13	\$ 1.973	\$ 25.649
<b>TORNILLOS DE BRONCE (5/8 in)</b>	TORNILLOS	6	\$ 23.589	\$ 141.534
<b>TORNILLOS DE BRONCE (1/4 in)</b>	TORNILLOS	2	\$ 502	\$ 1.004
<b>TOTAL</b>				\$ <b>7.793.577</b>

**Fuente:** elaboración propia

Los costos de la tabla anterior hablando con el coordinador de base y con el gerente de producción los cuales dijeron que para la fabricación de las piezas se demoraba alrededor de 8 días trabajando las 8 horas diarias y para el ensamble e inspección de la herramienta tomaba un poco más de día y medio. En la tabla anterior se muestran uno valores los cuales fueron tomados con una tasa representativa del dólar de \$3.401.04<sup>42</sup> tomada el día 5 de septiembre del 2.019. Los protectores de rosca tienen un costo de \$10.00USD.<sup>43</sup> El plástico protector que se utiliza es un

<sup>42</sup>DOLARWEB. Movimiento del dólar hoy Colombia. [en línea]. Bogotá D.C. La entidad. [consultado el 5 de septiembre 2019]. Disponible en: <https://dolar.wilkinsonpc.com.co/>

<sup>43</sup>ALIBABA. Protectores de roscas de plástico. [en línea]. China: La entidad. [consultado el 5 de septiembre 2019]. Disponible en: <https://spanish.alibaba.com/product-detail/nc38-heavy-duty-plastic-thread-protectors-for-sale-api-drilling-casing-pipe-thread-protectors-for-export-60648447069.html>

plástico vinipel el cual el rollo de \$43.990.<sup>44</sup> El precio de los tornillos prisioneros se obtuvieron de una empresa alemana llamada Tubulon S.A la cual tiene una sede en Argentina. Esta empresa vende los tornillos por cajas por lo cual para obtener el precio de cada tornillo se dividió el valor de la caja por la cantidad que traía. La caja de tornillos de 1/4 in es de \$251.164, la de 3/8 in. es de \$394.583 y finalmente la de 5/8 in. es de \$1'179.460<sup>45</sup>

## 8.2 COSTOS DE INGENIERIA

Para los costos de ingeniería se tienen en cuenta los costos de: talento humano, fuentes tecnológicas, de fungibles y otros, para al final sumarlos con los costos de fabricación.

8.2.1 Costos de talento humano. En los costos de talento humano se tienen en cuenta el tiempo invertido por todas las personas que apoyaron en el proyecto como por ejemplo los autores, el coordinador de base de la empresa y el gerente de operaciones.

**Cuadro 18.** Costos de talento humano

ITEMS	UNIDAD	CANTIDAD	VR/UNI.	VALOR TOTAL	FUENTE FINANCIERA
Proponente	Hora	360	\$ 10.670	\$ 3.841.200	Proyectista
Coordinador de base	Hora	20	\$ 20.000	\$ 400.000	MTS
Gerente de operaciones	Hora	10	\$ 62.500	\$ 625.000	MTS
<i>Total talento humano</i>				\$ 4.866.200	

**Fuente:** elaboración propia

En la tabla anterior el proponente tiene un trabajo de 360 en los cuales se trabaja 2 horas diarias de lunes a viernes durante nueve meses. El precio de la hora es tomado de un salario de un recién egresado que es de \$2'050.000 por 48 horas

<sup>44</sup> EASY COLOMBIA. Rollo polystretch. [en línea]. Bogotá D.C. La entidad. [consultado el 5 de septiembre 2019]. Disponible en: <https://www.easy.com.co/p/rollo-polystretch-45-cm-x-350-cm-calibre-6/>

<sup>45</sup> TUBULON S.A., Prisionero de bronce. [en línea]. Molina Arrotea: La entidad. [consultado el 5 de septiembre 2019]. Disponible en: <http://www.tubulon.com.ar/productos/112/producto>

semanales.<sup>46</sup> El valor de la hora del coordinador de base y del gerente de operaciones son de acuerdo al salario que está divulgando cada uno.

8.2.2 Costos de fuentes tecnológicas. En los costos de fuentes tecnológicas se tienen en cuenta todas las licencias de los programas utilizados en el proyecto como lo son Solid Edge y NX 12.0, los equipos tecnológicos utilizados como portátiles y USB, entre otros.

**Cuadro 19.** Costo maquinaria y equipo

COSTOS MAQUINARIA Y EQUIPO					
ITEMS	UNIDAD	CANTIDAD	VR/UNI.	VALOR TOTAL	FUENTE FINANCIERA
USB 32 Gb	Unidad	1	\$ 14.900	\$ 14.900	Oponente
Computador Personal	unidad	1	\$ 1.800.000	\$ 1.800.000	Oponente
Solid Edge ST12	Hora	180	\$ 780	\$ 140.400	MTS
Siemens NX 11.0	Hora	50	\$ 41	\$ 2.050	MTS
<i>Total maquinaria y equipo</i>				\$ 1.957.350	

**Fuente:** elaboración propia

La licencia académica del programa de Siemens NX 11.0 tiene un precio de \$98.95 USD<sup>47</sup> anual. La licencia del programa Solid Edge ST12 tiene un precio de \$1980USD<sup>48</sup> anual. Para el precio del computador, se aproximó a \$1.800.000 ya que se requiere que el computador tenga una tarjeta gráfica para realizar todo el modelado sin ningún problema. Finalmente se utilizó una memoria de 32 Gb que tiene un costo de \$14.900.<sup>49</sup>

<sup>46</sup> EL COLOMBIANO. Escala salarial en Colombia. [en línea]. Bogotá D.C. La entidad [consultado el 5 de septiembre 2019]. Disponible en: <https://www.elcolombiano.com/negocios/economia/escala-salarial-en-colombia-XG8484123>

<sup>47</sup> ACADEMIC SUPERSTOR. NX 11 learning edition. [en línea]. Allen, Texas. La entidad. [consultado el 5 de septiembre 2019]. Disponible en: <http://www.academicsuperstore.com/products/Siemens/NX+/1575552>

<sup>48</sup> SIEMENS. Solid Edge classic. [en línea]. Estados Unidos. La entidad. [consultado el 5 de septiembre 2019]. Disponible en: <https://www.plm.automation.siemens.com/store/es-mx/solid-edge/classic.html>

<sup>49</sup> JUMBO COLOMBIA. Memoria USB 32Gb. [en línea]. Bogotá D.C. La entidad. [consultado el 5 de septiembre 2019]. Disponible en: <https://www.tiendasjumbo.co/memoria-usb-32gb-generico-pivot-negra-20035843/p>

8.2.3 Costos de fungibles. En estos costos se tiene en cuenta todo lo que fue material y diferentes elementos que se requirieron para el desarrollo del proyecto, los cuales se muestran en la siguiente tabla.

**Cuadro 20.** Costo de fungibles

<b>FUNGIBLES</b>					
<b>ITEMS</b>	<b>UNIDAD</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>VR/UNI.</b>	<b>VALOR TOTAL</b>	<b>FUENTE FINANCIERA</b>
Fotocopias	Hoja	100	\$ .050	\$ 5.000	Oponente
Papel	resmas	3	\$ 9.500	\$ 28.500	Oponente
Tinta	Tóner	3	\$ 150.000	\$ 450.000	Oponente
<i>Total fungible</i>				\$ 483.500	

**Fuente:** elaboración propia

8.2.4 Costos de post-venta. La empresa Machine Technologies Services presta un servicio de post-venta de sus herramientas de 6 meses, en ese servicio se incluye la inspección de la herramienta después de cada operación en el tiempo establecido previamente y del mismo modo cada vez que se realiza un asentamiento, se envía a un técnico de la empresa para que lo realice de tal forma que se disminuya el riesgo de que se presente problemas al momento de bajar la herramienta.

Por lo tanto, para realizar los costos de post-venta se tiene en cuenta el tiempo del operario que se encarga de realizar la inspección de la herramienta, los cual en la empresa se tiene determinado que, en el tiempo de 6 meses, para un portaempaque se tiene estimado máximo 2 inspecciones en ese tiempo. Cada inspección se demora 2 días laborales, es decir 16 horas.

Adicionalmente al técnico que se le da un bono de \$ 80.000 COP por cada día que este en campo, de viáticos se le entrega \$100.000 COP entre los cuales se incluye la alimentación y hospedaje de esos días. Finalmente, de transporte al campo se tiene un costo de \$200.000 COP. Durante el servicio de post-venta se presentan máximo 2 asentamientos de la herramienta, cada asentamiento se demora 3 días en realizarse incluyendo el tiempo del viaje. En el siguiente cuadro se muestran los gastos que tiene la empresa al momento de ofrecer el servicio de post-venta.

**Cuadro 21.** Costos de post-venta

<b>COSTOS POST-VENTAS</b>					
<b>ITEMS</b>	<b>UNIDAD</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>VR/UNI.</b>	<b>VALOR TOTAL</b>	<b>FUENTE FINANCIERA</b>
Inspección	Hora	16	\$ 8.400	\$ 134.400	MTS
Bono de campo	Día	6	\$ 80.000	\$ 480.000	MTS
Viaticos	Día	6	\$ 100.000	\$ 600.000	MTS
Transporte	asentamiento	2	\$ 200.000	\$ 400.000	MTS
<i>Total post-venta</i>				\$ 1.614.400	

**Fuente:** elaboración propia

8.2.5 Costos de calidad. La empresa Machine Technologies Services no tiene contratada ninguna póliza de seguros por lo cual se deben encargarse de que todas las herramientas que fabriquen, sean de alta calidad, por este motivo al momento se requiere que el ingeniero de calidad inspeccione las piezas y además al momento de entregar la herramienta, se entrega con toda la trazabilidad. Realizando la inspección de las piezas, el ingeniero se demora un día y realizando toda la documentación para la entrega de los papeles de demora otro día, por lo cual para realizar toda la inspección de calidad es un total de 2 días.

Teniendo en cuenta que este proceso lo realiza el ingeniero de calidad, el costo de la hora de trabajo es mayor, es de \$13.500. Se multiplica ese valor por 16 horas debido a que es el tiempo en el que demora el ingeniero en inspeccionar y certificar que el trabajo este en óptimas condiciones. Se obtiene un costo de calidad de \$216.000 COP.

### 8.3 COSTOS TOTALES

Para los costos totales es necesario realizar la suma de todos los costos mencionados anteriormente entre los cuales están los costos de fabricación y los costos de ingeniería entre otros. A continuación, se presenta la tabla en la que está la sumatoria de los costos y el costo total de la herramienta.

**Cuadro 22. Costos totales**

<b>TOTAL</b>	
Costos de fabricación	\$ 7.793.577
Costos de talento humano	\$ 4.866.200
Costos de fungibles	\$ 483.500
Costos de maquinaria y equipo	\$ 1.957.350
Costos de post-venta	\$ 1.614.400
Costo de calidad	\$ 216.000
Subtotal	\$ 16.931.027
Imprevistos (5%)	\$ 846.551
<b>Total</b>	<b>\$ 17.777.578</b>

**Fuente:** elaboración propia

Se obtiene que el costo final de la herramienta teniendo en cuenta todos los costos, es de \$17'777.578 sin tener ningún tipo de ganancia económica para la empresa.

#### 8.4 ESTUDIO DE MERCADO

Ya que se tiene el precio neto de la herramienta, se procede a estudiar a los principales competidores para conocer los precios a los cuales venden la herramienta y de esa forme poder venderla a uno menor obteniendo ganancias.

Realizando un estudio de mercado, se encontró una empresa China llamada Zhongshi Group vende la herramienta a un precio de \$5.000,00USD<sup>50</sup> con un tiempo de importación de 7 días, esta herramienta está diseñada para soportar un diferencial de presión de 27,58 MPa (4.000psi). Otra empresa que es competidora directa de MTS y que es muy reconocida a nivel internacional en la industria petrolera es Schlumberger, la cual vende la herramienta a un precio de \$14.000.00USD.<sup>51</sup> Finalmente la última empresa que se estudio fue Baker Hughes

<sup>50</sup> ALIBABA. Downhole completion tools casing packer. [en línea]. China, La entidad. [consultado el 6 de septiembre 2019]. Disponible en: [https://www.alibaba.com/product-detail/Downhole-Completion-Tools-casing-packer\\_60729779615.html?spm=a2700.7724838.2017115.201.2afd3e38NptnuP](https://www.alibaba.com/product-detail/Downhole-Completion-Tools-casing-packer_60729779615.html?spm=a2700.7724838.2017115.201.2afd3e38NptnuP)

<sup>51</sup> THE OILFIELD MARKETPLACE. Bluepack RH retrievable hydraulic set. [en línea]. Estados Unidos, La entidad. [consultado el 6 de septiembre 2019]. Disponible en:

la cual también es muy reconocida a nivel mundial, tiene la herramienta a \$16.000,00USD.<sup>52</sup>

Teniendo en cuenta el costo total de la herramienta, se procede a convertirlo en USD para realizar la comparación con los otros portaempaques que hay en el mercado. Se realiza la conversión teniendo en cuenta la tasa de cambio de \$3.401,04 que ya fue mencionada anteriormente.

$$\text{Precio en dolares estadounidenses} = \$17'777.578COP * \frac{\$1,00USD}{\$3.401,04COP}$$

$$\text{Precio en dolares estadounidenses} = \$5.227,1USD$$

Con el costo de fabricación en dólares estadounidenses (USD) se procede a realizar la comparación con los precios de las otras empresas como se muestra en la siguiente tabla.

**Tabla 9.** Precios de los competidores

PRECIO DE VENTA	
EMPRESA	PRECIO (USD)
ZHONGSHI GROUP	\$ 5.000,00
MTS	\$ 5.227,1
SCHLUMBERGER	\$ 14.000,00
BACKER HUGHES	\$ 16.000,00

**Fuente:** elaboración propia

Al comparar el precio total de la herramienta con las de otras empresas, se observa que es menor a cualquiera. Cabe resaltar que este precio no tiene involucrado ningún tipo de ganancia económica para Machine Technologies Services. El precio de venta de la herramienta depende exclusivamente de la gerencia de la empresa basándose en un estudio de mercado más detallado y en la clasificación de calidad que obtenga la herramienta después de realizarle ciertas pruebas.

Las ventajas que presenta este portaempaque en comparación con los fabricados por otras empresas, es que funciona para revestimientos no convencionales de 7

<https://thefmp.com/ofmp/en/USD/Completions/Production-Packers/BluePack-RH-Retrieveable-Hydraulic-Set/p/bluePackRH>

<sup>52</sup> BAKER HUGHES. HS hydraulic set single string retrievable packer. [en línea]. Houston, La entidad. [consultado el 6 de septiembre 2019]. Disponible en: <https://global.shopbakerhughes.com/completions/hs-hydraulic-set-single-string-retrievable-packer-450-237-05-500-in-15-5-23-0-lb-ft-2.html>

5/8" de diámetro y que solo se requiere esperar 2 semanas para la entrega de la herramienta ya que en las otras empresas toca adicionar el tiempo de importación de la herramienta. Adicionalmente la herramienta está diseñada para soportar un diferencial de presión de 48,26 MPa (7.000psi), mientras que las otras herramientas están diseñadas para soportar una presión aproximada de 34,47 MPa (5.000psi), por lo cual la herramienta funciona para realizar inyecciones y en ciertos casos para realizar fracturamiento hidráulico.

Finalmente, la herramienta se entrega con un servicio de post-venta de 6 meses el cual cuenta con la inspección de la herramienta y el asentamiento de la misma, si durante este tiempo se presenta alguna falla, la empresa se encarga de cambiar la pieza de tal forma que se garantice su buen funcionamiento. Después de los 6 meses cualquier daño de alguna de las piezas no lo cubre la empresa por lo cual el comprador deberá comprar dicha pieza. Si durante los 6 meses de post-venta el comprador decide no utilizar el servicio de asentamiento de Machine Technologies Services y se presenta una falla, la empresa no cubre cualquier de los gastos que se presenten.

## 9. CONCLUSIONES

- En la actualidad en Colombia, la gran mayoría de operadoras trabajan con revestimientos convencionales de 7" por lo cual las principales prestadoras de servicios solo tienen herramientas de ese tamaño en el país. En caso de que se requiera herramientas para mayor diámetro se debe importarla de otros países como Estados Unidos. A finales del 2018 se planeó aumentar la producción de petróleo en Colombia por lo cual se empezó a utilizar revestimientos de 7 5/8", pero se requiere que una empresa en Colombia pueda fabricarla para así ahorrar costos y tiempos de importación.
- Debido a la facilidad de asentamiento y a la posibilidad de reutilización, se selecciona un portaempaques hidráulico para realizar el diseño ya que, a pesar de tener un costo mayor, puede soportar temperaturas y presiones altas.
- El portaempaques diseñado tiene la capacidad de soportar un diferencial de presión de 48.263,3 KPa (7.000 psi) utilizando una presión de asentamiento de 15.513,2 KPa (2.250 psi). Cuenta con un mecanismo sencillos de activación de pocas piezas el cual no presenta graves problemas al ser ensamblado por una persona que tenga poco conocimiento sobre la herramienta.
- Por medio de simulación de fluidos y de elementos finitos el mandril y la camisa inferior no sufren esfuerzos cercanos al esfuerzo de fluencia y las deformaciones que presentan son menores a 0,9mm lo cual garantiza que esas piezas no presentan falla al momento de asentamiento de la herramienta.
- Al comparar el precio total de la herramienta con el precio de venta de otras empresas se obtiene un valor menor, lo que permite que sea competitiva en el mercado teniendo en cuenta que puede soportar una mayor presión. La ganancia que se obtiene por herramienta depende del precio de venta que establezca la empresa Machine Technologie Services.

## 10. RECOMENDACIONES

- Realizar la fabricación de las conexiones roscadas por medio de tornos CNC de tal forma que las dimensiones queden lo más cercanas posibles a las establecidas por la norma API 5B para que así no presente filtraciones y dificultades al momento de conectar.
- En caso de que la herramienta este en presencia de otras sustancias corrosivas o que estén en altas concentraciones, realizar el proceso de fosfatado a cada una de las piezas para mejorar la resistencia a la corrosión de toda la herramienta.
- Fabricada la herramienta realizar varias pruebas de asentamiento y desasentamiento para determinar cuáles son las piezas críticas que pueden presentar falla para determinar la periodicidad de inspección y así complementar el manual de mantenimiento.
- Realizar la simulación de fluidos teniendo en cuenta cambios en la temperatura para determinar si los esfuerzos y desplazamientos cambian significativamente, debido a que, si la herramienta se opera en varios pozos, cada pozo puede tener una temperatura diferente.
- Una vez fabricada la herramienta, realizar las pruebas de calidad definidas por la norma API 11D1 para determinar cuál es la clasificación de calidad de la herramienta y así poder mejorar el precio de venta del portaempaque y obtener mayores ganancias.

## BIBLIOGRAFIA

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. Packers and bridge plugs. API 11D1. Washington D.C. El instituto 2015. 8 p.

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. Specification for threading, gauging and thread inspection of casing tubing and line pipe threads. API 5b. Washington D.C. El instituto 2015. 16 p.

ASKELAND, Donald R, FULAY, Pradeep y WRIGHT, Wendelin J. Ciencia e ingeniera de materiales. México, Cengage. 2011. 213 p. ISBN 139780495296027

BAKER HUGHES. HS hydraulic set single string retrievable packer. [en línea]. Houston, La entidad. [consultado el 6 de septiembre 2019]. Disponible en: <https://global.shopbakerhughes.com/completions/hs-hydraulic-set-single-string-retrievable-packer-450-237-05-500-in-15-5-23-0-lb-ft-2.html>

BERMÚDEZ, Carlos. Curso básico de estructuras metálicas. Manizales: Universidad Nacional de Colombia, 2005. 51 p. ISBN 9589322891

BUDYNAS, Richard. Diseño en ingeniería mecánica de Shingley. México: McGraw Hill, 2012. 95 p. ISBN 9786071507716

BURBANO, Santiago. Física general. Madrid: Tébar, 2003. 39 p. ISBN 9788495447821

FERNÁNDEZ, Rolando. Perforación de pozos petroleros en tierra. La Habana: Editorial Científico-Técnica, 2016. 127 p. ISBN 9789590509025

HALLIBURTON 2.019, API Casing Chart [en línea] Estados Unidos. La entidad [consultado el 7 de marzo de 2.019], disponible en: <http://www.nb-pipe.com/images/Casing%20Nominal%20Weight.pdf>

HALLIBURTON. Production Packers. [en línea]. Estados Unidos. La entidad. [consultado el 30 de noviembre 2018]. Disponible en: [https://www.halliburton.com/content/dam/ps/public/cps/contents/Books\\_and\\_Catalogs/web/CPSCatalog/08-Packers.pdf](https://www.halliburton.com/content/dam/ps/public/cps/contents/Books_and_Catalogs/web/CPSCatalog/08-Packers.pdf)

HIBBELER, R.C. Mecánica de materiales. México: Pearson Education, 2006. 424 p. ISBN 9702606543

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS Y CERTIFICACIÓN. Compendio de normas para trabajos escritos. NTC-1486-6166. Bogotá D.C.:El instituto, 2018. ISBN 9789588585673 153 p.

IRWIN, Claude. Matemáticas prácticas. Sevilla, España: Reverté, 2003. 317 p. ISBN 8429151125

LYONS, William. Petroleum production engineering. Louisiana: Elsevier science and technology. 2007. 286 p. ISBN 0750682701

LOPEZ, Miguel. Calculo de espesor se pared en tuberías de presión. [en línea]. Monografía. Universidad San Carlos de Guatemala. San Carlos: 2015. [consultado el 25 de marzo 2019]. Disponible en: [https://www.academia.edu/13548818/Cálculo\\_de\\_espesor\\_de\\_pared\\_en\\_tuberías\\_de\\_presión](https://www.academia.edu/13548818/Cálculo_de_espesor_de_pared_en_tuberías_de_presión)

M.D., Walsh, D.J., Holder. Inflatable Packer: Production Application. Society of Petroleum Engineers, 1988 SPE 17443

MOTT, Robert. Mecánica de fluidos. México: Pearson Educación. 2006. 3 p. ISBN 9702608058

NORMAS COLOMBIANAS DE DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN SISMORRESISTENTE. Cargas. NSR 98. Bogotá D.C: El instituto, 1998. 26.p

PARKO SERVICES 2.018, Tipos de empaques. [en línea]. Houston. La entidad. [consultado: 20 de noviembre de 2.018], disponible en: <http://www.parkoservices.com.co/page/productosyservicios/detalle/74/completamiento/tipos-de-empaques>

PATTON, Douglas. Production packers. En: Petroleum Engineering Handbook. Houston: Patton and Assocs. 1962. 88-99 p.

PETROWIKI. Packers [en línea]. Texas, USA. La entidad. [consultado el 23 de noviembre, 2018]. Disponible en: [https://petrowiki.org/Packers#Permanent\\_packers](https://petrowiki.org/Packers#Permanent_packers)

RESENDIZ, Sergio. Importancia del uso de las conexiones Premium en el diseño de pozo petroleros. [en línea]. Tesis. Universidad Nacional Autónoma de México, Ciudad de México D.F. 2012 [Consultado el 15 de agosto 2019]. Disponible en: <http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/xmlui/bitstream/handle/132.248.52.100/2232/FINAL.pdf?sequence=1>

RODRIGUEZ, Mario. Predicción de tasas de corrosión debidas a la acción del sulfuro de hidrogeno en puntos de la red de saneamiento de la región de Murcia. [en línea]. Monografía. Universidad Politécnica de Cartagena. Cartagena: 2017. [Consultado 10, noviembre 2018]. Disponible en: <http://repositorio.upct.es/xmlui/bitstream/handle/10317/6278/tfg-dri-pre.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

SCHLUMBERGER. Oilfield Glossary. [Sitio web] Bartlesville, Oklahoma. La entidad. [consultado el 20 noviembre 2018]. Disponible en: <https://www.glossary.oilfield.slb.com/Terms/w/wellbore.aspx>

TENARIS. Manual de uso de casing y tubing. [en línea]. Cartagena: La entidad [consultado el 29 de agosto 2019]. Disponible en: [http://www.oilproduction.net/files/Manual\\_Tenaris\\_Casing\\_Tubing.pdf](http://www.oilproduction.net/files/Manual_Tenaris_Casing_Tubing.pdf)

THOMAS, Allen y ROBERTS, Alan. Production operation well completion stimulation. Oklahoma: Oil and gas consultant international. 1984. 170 p. ISBN 0930972031

V-Zero 2.018, Gemini retrievable bridge plug [en línea] [consultado: 20 de noviembre de 2.018], disponible en: <http://omega-completion.com>

W SIDD, Scott. Packer designed for coiled tubing completions, recompletions, and stimulation. Society of Petroleum Engineers 2001. SPE 71056.

YUNLOU, Liu; TANG, Xin; QIAN, Bin; YICHAO, Zhang. Development and application of a packer-type drilling-free liner hanger. Natural Gas Industry Vol. 1, Noviembre 2014.

ZHANG, Xin. Sealing properties and structure optimization of packer rubber under high pressure and high temperature. Petroleum Science. 2019, volumen 16, 634 p. ISBN 19958226

## **ANEXOS**

## Anexo A. PROPIEDADES DEL ACERO SAE 4140.



FT 02\_001

### Estado de suministro

Negro - Bonificado, tolerancia DIN 1013

Laminado con tratamiento térmico de bonificado, tolerancia DIN 1013 (Torneado - Calibrado)

Premaquinado

Forjado

Formas y color:



### Composición química (% en peso)

%C	%Si	%Mn	%P	%S	%Cr	%Mo
0.38	0.15	0.75	-	-	0.80	0.15
0.43	0.35	1.00	0.035	0.040	1.10	0.25

Densidad: 7.87 g/cm<sup>3</sup> (0.284 lb/in<sup>3</sup>)

### Propiedades mecánicas mínimas estimadas SAE J1397

Tipo de proceso y acabado	Resistencia a la tracción		Límite de Fluencia		Alarga/ en 2" (%)	Reducción de área (%)	Dureza (HB)	Relación de maquinabilidad 1212 EF - 100%
	MPa	PSI	MPa	PSI				
Caliente y maquinado	614	89000	427	62000	26	57	187	70
Estirado en frío	703	102000	620	90000	18	50	223	
Templado y revenido*	1172	170000	1096	159000	16	50	341	-

\* Sólo como guía, pues dependen de variables como composición química real, temperaturas de tratamiento, diámetro de la barra.

### Tratamientos térmicos recomendados (Valores en °C)

Forjado	Normalizado	Recocido		Templado	Revenido	T <sup>o</sup> Crítica aproximada	
		Ablanda/.	Regeneración			Ac1	Ac3
1050-1200	870 - 900	680 - 720	815 - 850 Enfriar en horno	830-850 Agua/Aceite	500 - 650	750	790

### Características

Acero de baja aleación al Cromo Molibdeno. Se suministra con o sin tratamiento de bonificado (temple y revenido). Se utiliza en forma general en la fabricación de piezas de medianas dimensiones que requieran alta resistencia mecánica y tenacidad. Buena resistencia a torsión y fatiga. Buena maquinabilidad y baja soldabilidad.

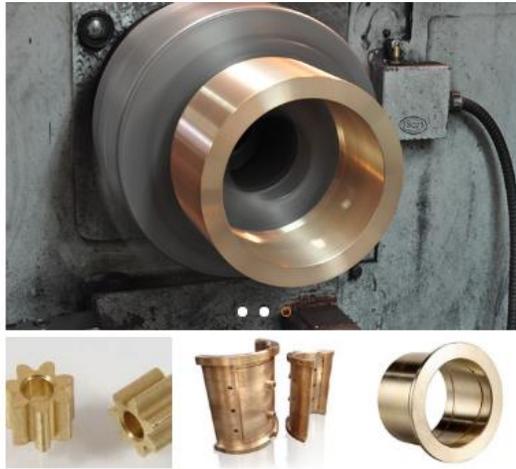
### Aplicaciones

Es utilizado en piezas de medianas dimensiones que exigen elevada dureza, resistencia mecánica y tenacidad, tales como ejes, pasadores, cigüeñales, barras de torsión, engranajes de baja velocidad, tuercas y pernos sometidos a grandes esfuerzos, árboles de transmisión, émbolos, bielas y rotores.

**Fuente:** FERROCORTES. Barras de baja y media aleación SAE 4140. [en línea] Bogotá D.C: La entidad. [Consultado el 29 de septiembre 2019]. Disponible en: <http://www.ferrocortes.com.co/download/FT-02-001-AISI-SAE-4140.pdf>

## Anexo B

### PROPIEDADES DEL BRONCE SAE 40



#### Bronce SAE 40

Ficha Técnica:  
Características y Aplicaciones

Estas aleaciones de base Cu Sn se destacan por sus excelentes propiedades de dureza, Tenacidad, resistencia al desgaste, corrosión y elasticidad. Es necesario que tengan una buena lubricación, lo que les permite trabajar con cargas específicas elevadas.

**Aplicaciones:** Piezas antifricción, cuerpos de válvulas, cajas de engranajes, velocidades reducidas, piñones, piezas para carga pesada y velocidades relativamente bajas, ruedas dentadas, reductores de velocidad, chumaceras, coronas, Engranajes, Cojinetes, Camisas, Tuercas, Tornillos Sinfin, Balancines, Anillos y Tuercas.

#### Composición Química:

**Cu:** 85 %

**Sn:** 5 %

**Zn:** 5 %

**Pb:** 5 %

**SAE 40 / C-83600**

**ASTM B-145-4A**

**RESISTENCIA TRACCIÓN (Kg/mm<sup>2</sup>) = 20.4**

**Limite Elástico (Kg/mm<sup>2</sup>) = 9.5**

**Alargamiento % = 20**

**Dureza Brinell = 62**

**Densidad (g/ cm<sup>2</sup> a 20°) = 8.83**

**Coef. Medio de Exp. Térmica 10°/c (20-100C) = 1.80**

**Conductibilidad Eléctrica Vol. (%IACS a 20°c) = 15**

**Módulo Elástico (Gpa) = 96**

**Fuente:** INGEMETEC. Bronce SAE 40. [en línea]. Bogotá D.C: La entidad. [consultado el 29 de septiembre 2019]. Disponible en: <http://www.ingemetec.com/bronze-sae-40/>

**Anexo C.**  
**PLANOS DE FABRICACIÓN (ver CD rom)**