

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



***REDISEÑO DE LA LLAVE HIDRÁULICA DE ENROSCADO
DE TUBERÍA, PERTENECIENTE A LOS TALADROS DE
PERFORACIÓN PETROLERA, ASIGNADOS A PDVSA DISTRITO
SAN TOMÉ***

REALIZADO POR:
ROSANNY ANGÉLICA MONGUA GUERRA

**Trabajo de Grado Presentado ante la Universidad de Oriente como
Requisito Parcial para Optar al Título de:
INGENIERO MECÁNICO**

BARCELONA, DICIEMBRE DEL 2009

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



***REDISEÑO DE LA LLAVE HIDRÁULICA DE ENROSCADO
DE TUBERÍA, PERTENECIENTE A LOS TALADROS DE
PERFORACIÓN PETROLERA, ASIGNADOS A PDVSA DISTRITO
SAN TOMÉ***

ASESORES

Prof. Richard Estaba.

Asesor Académico

Ing. Rafael Avis.

Asesor Industrial

BARCELONA, DICIEMBRE DEL 2009

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



***REDISEÑO DE LA LLAVE HIDRÁULICA DE ENROSCADO
DE TUBERÍA, PERTENECIENTE A LOS TALADROS DE
PERFORACIÓN PETROLERA, ASIGNADOS A PDVSA DISTRITO
SAN TOMÉ***

JURADO

El jurado hace constar que ha sido asignado a esta tesis la calificación de:

APROBADO

Prof. Richard Estaba

Asesor académico

Ing. Oroncio Chacón

Jurado principal

Ing. Francisco García

Jurado principal

BARCELONA, DICIEMBRE DEL 2009

RESOLUCIÓN

De acuerdo al Artículo 41 del reglamento de Trabajos de Grado de la Universidad de Oriente:

“Los trabajos de Grado son exclusiva propiedad de la Universidad y sólo podrán ser utilizados para otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien lo participará al Consejo Universitario”

RESUMEN

El presente trabajo de grado se basó en el rediseño de la llave hidráulica modelo ZQ203-100II, que conforma el sistema de izamiento de los taladros de perforación petrolera pertenecientes a PDVSA Distrito San Tomé. En primer lugar, se realizó un diagnóstico que dio a conocer el funcionamiento, componentes, sistemas, partes y estado actual de la llave. Luego se procedió a buscar datos para el análisis causa raíz (ACR) para obtener el porqué se había presentado la falla; para este estudio se investigaron datos de la geometría, material, parámetros operacionales de la llave, entre otros, de manera que abarco los puntos principales de estudio que pudieron dar como resultado el mal estado en que se encuentra la llave hidráulica modelo ZQ203-100II. A partir de este punto se evaluó parámetros de diseño y se conoció un modelo de llave de distinto fabricante (modelo 100K-2GSR) para conocer las ventajas que tenía este modelo con respecto al ZQ203-100II; seguidamente se presentan las propuestas más factibles para mejorar la llave modelo ZQ203-100II. Se evaluaron los posibles cambios al sistema de traslado de la llave, el primero fue el comportamiento del nuevo material del elemento, y el segundo estando basado en un modelo de llave distinta, se estudiaron varios puntos, como su ubicación, adaptación y fijación a la llave; escogiendo según los requerimientos de la llave la resistencia de los componentes y partes de este nuevo diseño, como por ejemplo la carga de trabajo del winche (elemento principal del segundo diseño); para finalizar con el estudio del cable de acero (parte del winche) por medio del programa de elementos finitos COSMOWORKS en cual se obtuvieron los siguientes resultados: la geometría y material del cable de acero escogido son suficientes para el tipo de carga a soportar en el trabajo que desempeñará, deducido por los valores de resistencia, desplazamiento, deformación y el factor de seguridad.

ÍNDICE

Resolución	; Error! Marcador no definido.
Dedicatoria.....	; Error! Marcador no definido.
Agradecimiento	; Error! Marcador no definido.
Resumen	; Error! Marcador no definido.
Índice	VI
Índice de tablas y figuras	; Error! Marcador no definido.
CAPÍTULO I PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA;	Error! Marcador no definido.
1.1 INTRODUCCIÓN.....	; Error! Marcador no definido.
1.2 RESEÑA HISTÓRICA DE PDVSA.....	; Error! Marcador no definido.
1.3 MISIÓN DE LA GERENCIA DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE TALADROS, ADSCRITA A PDVSA SAN TOMÉ, LUGAR DONDE SE DESARROLLÓ LA PASANTIA	; Error! Marcador no definido.
1.4 VISIÓN DE LA GERENCIA DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE TALADROS	; Error! Marcador no definido.
1.5 RESPONSABILIDADES DE LA GERENCIA DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE TALADROS	; Error! Marcador no definido.
1.6 UBICACIÓN DE LA EMPRESA.....	; Error! Marcador no definido.
1.7 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	; Error! Marcador no definido.
1.8 OBJETIVOS	; Error! Marcador no definido.
1.8.1 OBJETIVO GENERAL	; Error! Marcador no definido.
1.8.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	; Error! Marcador no definido.

Capítulo II MARCO TEÓRICO	¡Error! Marcador no definido.
2.1 ANTECEDENTES	¡Error! Marcador no definido.
2.2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS	¡Error! Marcador no definido.
2.2.1 PERFORACIÓN DE POZOS	¡Error! Marcador no definido.
2.2.2 MÉTODO DE PERFORACIÓN ROTATORIA;	¡Error! Marcador no definido.
2.2.3 SISTEMAS QUE COMPONEN UN TALADRO DE PERFORACIÓN ROTATORIA.....	¡Error! Marcador no definido.
2.2.3.1 Sistema de rotación.....	¡Error! Marcador no definido.
2.2.3.2 Sistema de circulación.....	¡Error! Marcador no definido.
2.2.3.3 Sistema de potencia	¡Error! Marcador no definido.
2.2.3.4 Sistema de seguridad	¡Error! Marcador no definido.
2.2.3.5 Sistema de levantamiento o izamiento;	¡Error! Marcador no definido.
2.2.4 TUBERÍAS DE PERFORACIÓN....	¡Error! Marcador no definido.
2.2.5 LLAVE HIDRÁULICA	¡Error! Marcador no definido.
2.2.5.1 Partes principales de la llave hidráulica;	¡Error! Marcador no definido.
2.2.5.2 Sistemas de la llave hidráulica...	¡Error! Marcador no definido.
2.2.5.2.1 Sistema neumático	¡Error! Marcador no definido.
2.2.5.2.2 Sistema hidráulico	¡Error! Marcador no definido.
2.2.6 CILINDROS NEUMÁTICOS UTILIZADOS EN EL MODELO ZQ203-100II DE LLAVES HIDRÁULICAS.....	¡Error! Marcador no definido.
2.2.6.1 Cilindros de simple efecto	¡Error! Marcador no definido.

2.2.6.2 Cilindros de doble efecto	¡Error! Marcador no definido.
2.2.6.3 Cilindros especiales	¡Error! Marcador no definido.
2.2.7 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS PARA LOS CILINDROS NEUMÁTICOS	¡Error! Marcador no definido.
2.2.7.1 Fuerza de empuje del cilindro ...	¡Error! Marcador no definido.
2.2.7.2 Consumo de aire	¡Error! Marcador no definido.
2.2.7.3 Velocidad del émbolo	¡Error! Marcador no definido.
2.2.7.4 Carga de pandeo del vástago	¡Error! Marcador no definido.
2.2.8 WINCHES NEUMÁTICOS UTILIZADOS EN EL MODELO 100K-2GSR DE LLAVES HIDRÁULICAS	¡Error! Marcador no definido.
2.2.9 CABLES DE ACERO UTILIZADOS EN EL MODELO 100K-2GSR DE LLAVES HIDRÁULICAS	¡Error! Marcador no definido.
2.2.9.1 Partes del cable	¡Error! Marcador no definido.
2.2.9.2 Selección del cable de acero	¡Error! Marcador no definido.
2.2.11 PANDEO	¡Error! Marcador no definido.
2.2.11.1 Consideraciones de los extremos en columnas.....	¡Error! Marcador no definido.
2.2.12 RELACIÓN DE ESBELTEZ	¡Error! Marcador no definido.
2.2.13 ESFUERZOS EN CILINDROS (RECIPIENTES A PRESIÓN)	¡Error! Marcador no definido.
2.2.13.1 Esfuerzos en recipientes de pared gruesa	¡Error! Marcador no definido.
2.2.14 ESFUERZO FINAL Y ESFUERZO ADMISIBLE, FACTOR DE SEGURIDAD.....	¡Error! Marcador no definido.

2.2.15 PREDICCIÓN DE FALLA PARA MATERIALES DÚCTILES POR CARGA ESTÁTICA.....	;	Error!	Marcador no definido.
2.2.16 JUNTAS SOLDADAS	;	Error!	Marcador no definido.
2.2.16.1 Cargas que influyen sobre la soldadura	;	Error!	Marcador no definido.
2.2.17 RESISTENCIA DE LA SOLDADURA	;	Error!	Marcador no definido.
2.2.18 ESFUERZO CORTANTE.....	;	Error!	Marcador no definido.
2.2.19 ESFUERZO DE APLASTAMIENTO	;	Error!	Marcador no definido.
2.2.20 PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS MATERIALES ..	;	Error!	Marcador no definido.
2.2.21 FATIGA EN PIEZAS MECÁNICAS	;	Error!	Marcador no definido.
2.2.22 ANÁLISIS CAUSA RAÍZ	;	Error!	Marcador no definido.
2.2.22.1 Tipos de Causas Raíces	;	Error!	Marcador no definido.
2.2.22.2 Metodología del análisis causa raíz	;	Error!	Marcador no definido.
Capítulo III MARCO METODOLÓGICO.....	;	Error!	Marcador no definido.
3.1 TIPO DE INVESTIGACIÓN	;	Error!	Marcador no definido.
3.1.1 Investigación de campo	;	Error!	Marcador no definido.
3.1.2 Investigación documental	;	Error!	Marcador no definido.
3.2 NIVEL DE INVESTIGACIÓN.....	;	Error!	Marcador no definido.
3.2.1 Explicativa	;	Error!	Marcador no definido.

3.2.2 Descriptiva.....;Error! Marcador no definido.

3.3 TÉCNICAS PARA LA RECOLECCIÓN DE DATOS;Error! Marcador no definido.

3.3.1 Técnicas de recolección de datos.....;Error! Marcador no definido.

3.3.1.1 Técnica de investigación;Error! Marcador no definido.

3.3.1.2 Investigación de campo;Error! Marcador no definido.

3.3.1.3 Técnica de observación;Error! Marcador no definido.

3.3.1.4 Técnica de entrevistas.....;Error! Marcador no definido.

3.3.2 Técnicas de análisis de resultados;Error! Marcador no definido.

3.3.2.1 Técnica de análisis de causa raíz;Error! Marcador no definido.

3.3.2.2 Técnicas de simulación.....;Error! Marcador no definido.

3.3.2.3 Técnica de redacción;Error! Marcador no definido.

3.4 METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN;Error! Marcador no definido.

3.4.1 Diagnóstico del estado actual de la llave hidráulica modelo ZQ203-100II.;Error! Marcador no definido.

3.4.1.1 Pasos para el diagnóstico;Error! Marcador no definido.

3.4.2 Realización del análisis causa raíz a la llave hidráulica de enroscado de tubería modelo ZQ203-100II;Error! Marcador no definido.

3.4.3 Evaluación los parámetros operativos y funcionamiento de la llave en estudio, con otra llave de distinto fabricante.....;Error! Marcador no definido.

3.4.4 Elaboración de propuestas para mejorar la llave hidráulica en estudio.;Error! Marcador no definido.

3.4.5 Determinación de las condiciones de resistencia de la llave hidráulica planteadas en las mejoras, mediante simulación con un software comercial.
.....; **Error! Marcador no definido.**

Capítulo IV DESARROLLO Y RESULTADOS; Error! Marcador no definido.

4.1 DIAGNÓSTICO DEL ESTADO ACTUAL DE LA LLAVE HIDRÁULICA MODELO ZQ203-100II; **Error! Marcador no definido.**

4.1.1 Recopilación de información técnica de la llave hidráulica modelo ZQ203-100II; **Error! Marcador no definido.**

4.1.1.1 Información general de la llave .; **Error! Marcador no definido.**

4.1.1.2 Parámetros de la llave.....; **Error! Marcador no definido.**

4.1.1.3 Cilindros que componen la llave; **Error! Marcador no definido.**

4.1.1.4 Dimensiones y peso de la llave..; **Error! Marcador no definido.**

4.1.1.5 Sistemas de la llave.....; **Error! Marcador no definido.**

4.1.1.6 Estructura de la llave hidráulica ; **Error! Marcador no definido.**

4.1.1.7 Principio de funcionamiento de la llave; **Error! Marcador no definido.**

4.1.2 Diagnóstico del modelo de la llave hidráulica; **Error! Marcador no definido.**

4.1.2.1 Descripción del cilindro neumático de traslación..... ; **Error! Marcador no definido.**

4.2 ANÁLISIS CAUSA RAÍZ DE LA LLAVE HIDRÁULICA DE ENROSCADO DE TUBERÍA MODELO ZQ203-100II; **Error! Marcador no definido.**

4.2.1 Presentación del diagrama del ACR .; **Error! Marcador no definido.**

4.2.3 Raíces físicas	¡Error! Marcador no definido.
4.2.3.1 Material.....	¡Error! Marcador no definido.
4.2.3.2 Diseño inadecuado.....	¡Error! Marcador no definido.
4.2.3.2.1 Cálculo del espesor de pared del cilindro hueco y de la carcasa del cilindro neumático de traslación;	¡Error! Marcador no definido.
4.2.3.2.3 Cálculo de la fuerza de empuje del cilindro neumático de traslación.	¡Error! Marcador no definido.
4.2.3.2.4 Cálculo del peso de la carcasa y del cilindro hueco con una dirección de 79° con respecto a la vertical. .	¡Error! Marcador no definido.
4.2.3.2.5 Cálculo de la carga de la llave sobre el vástago del cilindro neumático de traslación.....	¡Error! Marcador no definido.
4.2.3.2.6 Cálculo del tipo de columna para el vástago del cilindro neumático de traslación.....	¡Error! Marcador no definido.
4.2.3.2.7 Cálculo de la carga crítica de Johnson;	¡Error! Marcador no definido.
4.2.3.2.8 Verificación de la elección del diámetro del vástago	¡Error! Marcador no definido.
4.2.3.2.9 Cálculo de los soportes	¡Error! Marcador no definido.
4.2.3.3 Condiciones de Operación.....	¡Error! Marcador no definido.
4.3 EVALUACIÓN DE LOS PARÁMETROS Y FUNCIONAMIENTO DE LA LLAVE EN ESTUDIO, CON OTRA LLAVE DE DISTINTO FABRICANTE	¡Error! Marcador no definido.

4.3.1 Características de la llave HAWKJAW; **Error!** Marcador no definido.

4.3.1.1 Sistemas utilizados por la llave HAWJAW; **Error!** Marcador no definido.

4.3.1.2 Parámetros; **Error!** Marcador no definido.

4.3.1.3 Dimensiones y peso; **Error!** Marcador no definido.

4.3.1.4 Mandos; **Error!** Marcador no definido.

4.3.2 Principio de funcionamiento de la llave modelo 100K-2GSR ; **Error!** Marcador no definido.

4.3.3 Principales diferencias físicas entre la llave modelo ZQ203-100II y la llave modelo 100K-2GSR; **Error!** Marcador no definido.

4.3.3.1 Mordazas; **Error!** Marcador no definido.

4.3.3.2 Controles y válvulas; **Error!** Marcador no definido.

4.3.3.3 Traslado de la llave; **Error!** Marcador no definido.

4.3.4 Componentes que no tiene la llave china; **Error!** Marcador no definido.

4.3.5 Comparación de algunos elementos y parámetros operacionales; **Error!** Marcador no definido.

4.4 ELABORACIÓN DE PROPUESTAS PARA MEJORAR LA LLAVE HIDRÁULICA EN ESTUDIO; **Error!** Marcador no definido.

4.4.1 Selección de las mejoras para la llave hidráulica; **Error!** Marcador no definido.

4.4.1.1 Ventajas del reemplazo del winche neumático por el cilindro neumático de traslación.....; **Error!** Marcador no definido.

4.4.1.2 Recomendaciones de la práctica operacional de la llave al personal de la gerencia de Operación y mantenimiento de Taladros..... **¡Error! Marcador no definido.**

4.4.2 Selección del winche neumático para la llave;**¡Error! Marcador no definido.**

4.4.3 Selección del cable de acero para el winche neumático de la llave**¡Error! Marcador no definido.**

4.4.4 Arreglo del winche neumático a la llave;**¡Error! Marcador no definido.**

4.4.4.1 Cálculo del espesor de la plancha frontal;**¡Error! Marcador no definido.**

4.4.4.1.1 Distancia mínima de los centros de los agujeros al borde de la plancha**¡Error! Marcador no definido.**

4.4.4.1.2 Cálculo del aplastamiento en los orificios de la plancha frontal**¡Error! Marcador no definido.**

4.4.5 Unión de la plancha frontal al botalón;**¡Error! Marcador no definido.**

4.4.5.1 Diseño de la soldadura para la unión de las planchas..... **¡Error! Marcador no definido.**

4.4.5.2 Fuerzas que actúan sobre la soldadura;**¡Error! Marcador no definido.**

4.4.5.3 Evaluación de la soldadura por torsión;**¡Error! Marcador no definido.**

4.4.6 Adaptación a los sistemas de alimentación;**¡Error! Marcador no definido.**

4.4.7 Unión del cable de acero a la llave hidráulica; **Error! Marcador no definido.**

4.4.7.1 Evaluación de la resistencia del gancho; **Error! Marcador no definido.**

4.4.8 Aseguramiento del cable de acero al gancho; **Error! Marcador no definido.**

4.4.9 Selección de los tornillos para la unión del winche a la plancha
.....; **Error! Marcador no definido.**

4.5 DETERMINACIÓN LAS CONDICIONES DE RESISTENCIA DE LA LLAVE HIDRÁULICA PLANTEADAS EN LAS MEJORAS, MEDIANTE SIMULACIÓN CON UN SOFTWARE COMERCIAL; **Error! Marcador no definido.**

CONCLUSIONES.....; **Error! Marcador no definido.**

RECOMENDACIONES; **Error! Marcador no definido.**

BIBLIOGRAFÍA CITADA.....; **Error! Marcador no definido.**

BIBLIOGRAFÍA ADICIONAL.....; **Error! Marcador no definido.**

ANEXOS A, B y C.....; **Error! Marcador no definido.**

ÍNDICE DE TABLAS Y FIGURAS

Figura N° 1.1. Mapa del Estado Anzoátegui.	25
Figura N° 2.1. Llave hidráulica.....	33
Figura N°2.2. Modelo de un cilindro neumático.	36
Figura N°2.3. Modelo de un cilindro de doble efecto.....	37
Figura N°2.4. Modelo de un cilindro especial.	38
Figura N°2.5. Winche neumático.....	41
Figura N°2.6. Partes del cable de acero.	42
Figura N°2.7. Dirección del torcido del cable.	43
Figura N°2.8. Recipientes a presión.	48
Figura N°2.9. Soldadura.	54
Figura N°2.10. Representación de las fuerzas.	57
Figura N°2.11. Representación de las fuerzas.	57
Figura N° 2.12. Diagrama esfuerzo- deformación.....	59
Figura N° 3.1. Estructura del árbol lógico.	69
Figura N° 4.1. Tuberías de perforación.	72
Figura N° 4.2. Carcasa del cilindro neumático de traslación.....	75
Figura N° 4.3. Cilindro hidráulico de elevación.	75
Figura N° 4.4. Llave hidráulica modelo ZQ203-100II.	79

Figura N° 4.5. Llave hidráulica modelo ZQ203-100II.	81
Figura N° 4.6. Vástago doblado de la llave hidráulica.	82
Figura N° 4.7. Cilindro hueco.....	83
Figura N° 4.8. Vástago de cilindro neumático de traslación.	83
Figura N°4.9. Diagrama ACR.....	85
Figura N°4.10. Carcasa del cilindro neumático de traslación.....	89
Figura N°4.11. Cilindro hueco del cilindro neumático de traslación.	92
Figura N°4.12. Sección I, carcasa-pistón grande.....	95
Figura N°4.13. Sección II, cilindro hueco-pistón pequeño.....	95
Figura N°4.14. Cilindro neumático de traslación completamente estirado.	96
Figura N°4.15. Dirección de las fuerzas.	97
Figura N°4.16. Componentes de la llave hidráulica.	99
Figura N°4.17. Cilindro hidráulico de elevación.	100
Figura N°4.18. Viga con todas las cargas.	101
Figura N°4.19. Reacciones en el extremo de la viga.	103
Figura N°4.20. Condiciones de extremos del vástago del cilindro neumático de traslación.	104
Figura N°4.21. Dirección del movimiento que le ocasionan las mordazas al vástago.	107

Figura N°4.22.Reacción del movimiento que le ocasionan las mordazas al vástago.	108
Figura N°4.23.Diagrama del cilindro neumático de traslación.....	109
Figura N°4.24.Ubicación de los pasadores de unión entre el cilindro neumático de traslación y la llave hidráulica.....	116
Figura N°4.25. Fuerzas que actúan en el pasador 1.	117
Figura N°4.26. Fuerzas que actúan en el pasador 2.	118
Tabla N° 4.7 Resultado de los diámetros de los pasadores.....	119
Figura N°4.27. Llave hidráulica HAWKJAW.	121
Figura N°4.28. Mordazas de llave china.....	124
Figura N°4.29. Mordazas de llave americana.....	124
Figura N°4.30. Válvulas hidráulicas (china).....	125
Figura N°4.31. Válvulas neumáticas (china).	125
Figura N°4.32. Controles neumáticas de la llave americana.	125
Figura N°4.33. Cilindro de traslado de la llave china.....	126
Figura N°4.34. Winche de la llave americana.	126
Figura N°4.35. Calibrador de mordazas.	127
Figura N°4.36. Dispositivo de cadena.	127
Figura N°4.37. Winche neumático.....	134

Figura N°4.38. Relación de resistencia a la fatiga por flexión y a la abrasión de los cables de acero.....	136
Figura N°4.39. Dimensiones de la plancha frontal.....	138
Figura N°4.40. Medidas de la plancha y el tambor del winche.....	139
Figura N°4.41. Arreglo de las planchas al botalón, diferentes vistas.....	142
Figura N°4.42. Unión de las planchas laterales y la plancha frontal.....	144
Figura N°4.43. Representación de la tensión.....	145
Figura N°4.44. Unión de las planchas laterales al botalón.....	145
Figura N°4.45. Centro de gravedad de la soldadura.....	147
Figura N°4.46. Representación de los esfuerzos primario y secundario cortante por torsión y ubicación de r.....	147
Figura N°4.47. Representación de los esfuerzos primario y secundario cortante por flexión.....	150
Figura N°4.48. Soldadura entre las tres planchas.....	153
Figura N°4.49. Platina donde ira el gancho.....	156
Figura N°4.50. Gancho.....	157
Figura N°4.51. Geometría de la grapa del cable.....	160
Figura N°4.52. Estudio de las tensiones al cable de acero.....	163
Figura N°4.53. Estudio de la deformación al cable de acero.....	164
Figura N°4.54. Desplazamiento del cable de acero.....	165

Figura N°4.55. Factor de seguridad del cable.	166
Tabla N° 2.1. Constantes de condiciones de extremos para columnas.....	46
Tabla N°4.1 Velocidad para cada caudal.....	73
Tabla N° 4.2 Torsión en función de la presión hidráulica requerida.....	74
Tabla N° 4.3 Estructura de la llave hidráulica modelo ZQ203-100II.....	78
Tabla N° 4.4 Resultado de los espesores de los elementos del cilindro neumático de traslación.....	93
Tabla N° 4.5 Resultado del diámetro calculado para las distintas fuerzas a la que está sometido el vástago del cilindro neumático de traslación.....	113
Tabla N°4.6 Resultados de los diámetros de los pasadores.	15424
Tabla N°4.7. Parámetros operacionales de las llaves de fabricación china y americana.	128
Tabla N°4.8. Cálculos de las cargas para la soldadura.	154
Tabla N°4.9 Parámetros de la geometría para el gancho	157
Tabla N°4.10. Resultados de la simulación hecha al cable de acero.....	162

CAPÍTULO I PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 Introducción

Venezuela cuenta con una economía que en años ha dependido del petróleo, y varía de acuerdo a los avances tecnológicos con los que el mismo es explotado. Es importante contar con una continuidad en el proceso de producción del petróleo, y tener equipos en buen estado y actualizados tecnológicamente. El instrumento de perforación propiamente dicho es el taladro, y su equipo consiste en un sistema mecánico o electromecánico, compuesto por una cantidad de elementos que juntos permiten el movimiento de tuberías con sus respectivas herramientas, que es accionado por una transmisión energizada de motores eléctricos; la utilización del taladro es primordial ya que permite llevar un pozo a la zona productora, es aquí donde está su importancia. Con el objetivo de incrementar la capacidad de producción y aumentar el desarrollo tecnológico PDVSA firmó un convenio para la adquisición de taladros de perforación petrolera fabricados en China. Este acuerdo de empresas amplia conocimientos para la fabricación de estos instrumentos de perforación, constan de tres etapas, la primera abarca la compra de los taladros, posteriormente una segunda etapa incluye el ensamblaje de estos equipos en Venezuela, y la tercera su fabricación y mantenimiento.

El siguiente trabajo se basa en el mejoramiento de una de las herramientas más importantes del taladro como es la llave hidráulica de enroscado de tubería, explicando cómo va adherido este equipo al sistema del taladro al cual pertenece, su función y las consecuencias ocasionadas si no se cuenta con él. La importancia de la llave hidráulica radica en que la perforación de cualquier pozo se lleva a cabo con el grupo de tuberías a insertar en el mismo; la llave aplica un torque determinado a la tubería uniéndola o enroscándola para agilizar el proceso. Este equipo debe ser

confiable y efectuar una operación continua, ya que lo primordial es evitar cualquier parada o pérdida de tiempo en el proceso de perforación.

1.2 Reseña Histórica de PDVSA

Petróleos de Venezuela S.A comenzó a desempeñarse el 1 de enero de 1976, durante el primer año de operación inicio sus acciones con 14 filiales, que seguidamente se convertirían en tan solo tres: Lagoven, Corpoven y Maraven, estas absorbieron las actividades de las concesionarias que funcionaban en Venezuela. El primero de enero de 1998, se produce la unión de todas las filiales de la industria petrolera nacional, ahora llamada PDVSA, la cual representa la empresa matriz y propiedad del Estado Venezolano, encargándose del desarrollo, tanto de la industria petrolera y gasífera como también de la petroquímica y carbonífera de la nación.

1.3 Misión de la gerencia de operación y mantenimiento de taladros, adscrita a pdvsa san tomé, lugar donde se desarrolló la pasantía

Mantener y fortalecer la funcionalidad, confiabilidad y disponibilidad de los sistemas de los taladros, mediante el establecimiento y control de políticas y planes, relacionados con los mantenimientos preventivos, correctivos y sus diferentes ejecuciones, contribuyendo al máximo en mantener la disponibilidad de los taladros propios, en apoyo a la capacidad productora de las bases.

1.4 Visión de la gerencia de operación y mantenimiento de taladros

Ser una Superintendencia de vital importancia en la gerencia de los activos de la San Tomé, estableciendo estrategias de recuperación, rehabilitación y reactivación para la reducción de los costos operacionales a través de la disponibilidad operativa de los taladros activos y la protección de los taladros propios en el área de construcción y mantenimiento de pozos, implantando una nueva estructura organizativa donde se evalué su condición y rentabilidad para su reactivación.

1.5 Responsabilidades de la gerencia de operación y mantenimiento de taladros

- ✚ Coordinar la planificación y ejecución de proyectos y procesos para cumplir con las metas de la Gerencia de Perforación, mediante el análisis de los requerimientos del operador y el desarrollo de las estrategias para cubrir con las expectativas en cuanto a disponibilidad, calidad a tiempo al menor costo de materiales, equipos y herramientas para garantizar la continuidad operativa de los taladros de perforación y rehabilitación de pozos petroleros en el oriente del país.
- ✚ Coordinar la ejecución de los compromisos y metas de la Superintendencia de Mantenimiento, verificando su cumplimiento, de modo que se permita obtener los indicadores de gestión previstos en las metas de la Gerencia de Perforación Oriente.
- ✚ Implementar los instrumentos y metodologías necesarias para evaluar el impacto del entorno económico sobre la organización.
- ✚ Establecer estrategias para la mejora continua de las actividades bajo responsabilidad de la Superintendencia.
- ✚ Dirigir y validar mediante el seguimiento de las estrategias de ejecución de los presupuestos de inversión y gastos destinados al mantenimiento de los taladros y equipos de perforación en estricto apego a las normas corporativas.

1.6 Ubicación de la empresa

PDVSA, tiene su casa matriz en la ciudad capital de Caracas. Las áreas operacionales de esta organización están ubicadas en las divisiones Occidente, Centro y Oriente. PDVSA, Base San Tomé está ubicada en el Municipio Freites en la Región Sur del Estado Anzoátegui abarcando parte de la Región Oeste del Estado Monagas y parte de la Región Sur del Estado Guárico; posee un área total de aproximadamente 24.000 kilómetros cuadrados. Posee un potencial de producción de 250.000 barriles diarios

de petróleo, y conforma una gran variedad de instalaciones petroleras, que van desde los patios de almacenamiento de crudo, hasta las estaciones de descarga, flujo, plantas de inyección de aguas, vapor y plantas de gas, que integran el mayor complejo gasífero del país.

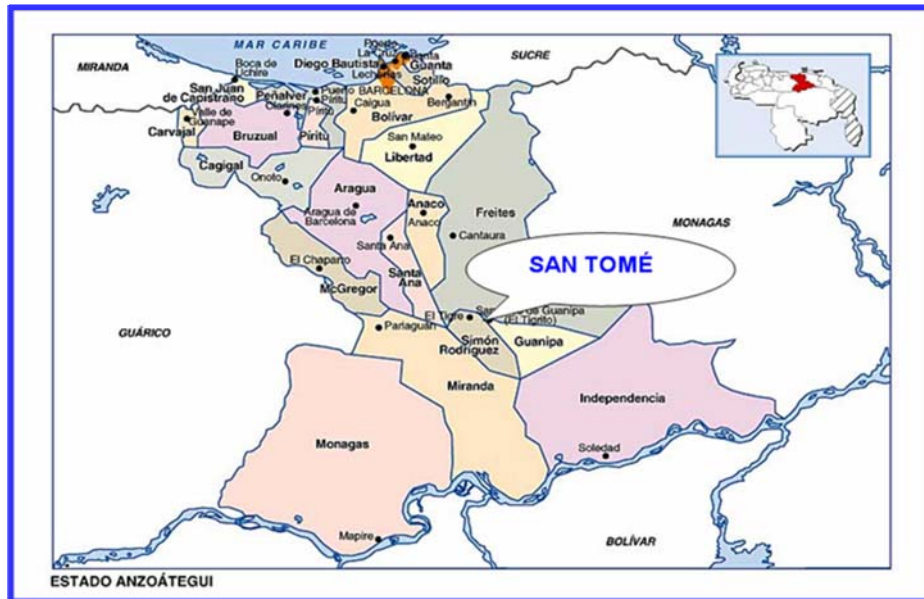


Figura N° 1.1. Mapa del Estado Anzoátegui. [Fuente: 16]

1.7 Planteamiento del problema

Petróleos de Venezuela Sociedad Anónima (PDVSA), es una empresa estatal venezolana que se dedica a la exploración, explotación, producción, refinación, petroquímica, mercadeo y transporte del petróleo venezolano, para la explotación de crudo se requiere contar con el uso de taladros de perforación. En el año 2007 PDVSA firma un convenio con la empresa china CPTDC, que consistió en la adquisición de taladros de nueva tecnología, realizando una compra inicial de 13 taladros; de estos se recibieron tres en el Distrito San Tomé, por la Gerencia de Operación y Mantenimiento de Taladros, esta se encarga de reparar, vestir, certificar y garantizar el mantenimiento preventivo y correctivo de los equipos y/o

componentes de los taladros. Esta Gerencia se encuentra adscrita a la filial de PDVSA servicios, la cual nació en el año 2007.

El Distrito San Tomé se encuentra en el estado Anzoátegui, región sur ubicado geográficamente en el Municipio Freites.

La principal función de un taladro es bajar la tubería para perforar el hoyo; esta actividad se realiza siguiendo una serie de procedimientos para poder colocar la tubería en la posición exacta para ser insertada y comenzar a perforar; dependiendo de la profundidad del hoyo a realizar se calcula el número de tuberías a introducir, y van conectadas por enrosque. Debido al peso y dimensiones de la tubería no es posible hacerlo manualmente, y se utiliza un equipo llamado llave hidráulica, el cual tiene como objetivo fundamental unir tubo por tubo, aplicándole una fuerza conocida, manteniendo un tubo fijo y girando el otro para que prosiga el proceso de perforación; evitando desviaciones y que la tubería se afloje cuando esta dentro del hoyo perforando.

Todos los taladros adquiridos en el convenio fabricados en china, cuentan con el mismo modelo de llave hidráulica, si se tiene una llave en mal estado se pondría en riesgo las operaciones de perforación, y a su personal, causando retraso en la producción; es importante mencionar que en la acción de perforar se cumple gran parte del tiempo usando este equipo.

El problema presentado en los taladros fabricados en china, en el período de adquisición (1 año), es la desviación prematura del vástago de uno de los cilindros que compone la llave hidráulica, ocasionando la paralización inmediata de las actividades por la labor que realiza la misma; la complicación ocurrida incide directamente en horas de trabajo pérdidas por la empresa, alquiler imprevisto del equipo (modelo distinto) para solventar la situación momentáneamente, gastos en transporte y logística en el alquiler del equipo, gastos en reparación, pérdida de material, riesgo del personal; y generando grandes pérdidas económicas para la empresa.

Se busca mejorar el diseño de esta llave hidráulica, para evitar mayores gastos de reparación, ahorrar el tiempo perdido por fallas, aumentando así significativamente los beneficios en operación de la empresa. Se estudiara prioritariamente todo el equipo, los parámetros de operación de la llave, se conocerá a fondo su funcionamiento, desempeño, componentes, sistemas; el trabajo asociado, entre otras características. Se aplicarán evaluaciones para obtener prioritariamente un diagnóstico, estudiando el equipo para conocer a fondo la falla que ha presentado, se efectuara un análisis causa raíz al equipo, para encontrar las causas de la falla, y conjuntamente con este análisis y la evaluación de una llave de modelo distinto al de estudio se presentaran las mejores propuestas de mejora, para así acometer la situación no deseada, disminuyendo los gastos de reparación, aumentando la calidad del proceso, previniendo inconvenientes futuros, aumentando la disponibilidad y seguridad del equipo en cuestión y disminuyendo accidentes operacionales.

1.8 Objetivos

1.8.1 Objetivo general

Mejorar el Diseño de la Llave Hidráulica de enroscado de tubería Modelo ZQ203-100II Pertenciente a los Taladros de Perforación Petrolera, Asignados a PDVSA Distrito San Tomé.

1.8.2 Objetivos específicos

- 🔧 Diagnosticar el estado actual de la llave hidráulica modelo ZQ203-100II.
- 🔧 Realizar el análisis causa raíz a la llave hidráulica de enroscado de tubería modelo ZQ203-100II.
- 🔧 Evaluar los parámetros y funcionamiento de la llave en estudio con una llave de distinto fabricante.

- ✚ Elaborar propuestas de mejoras para la llave hidráulica en estudio.
- ✚ Determinar las condiciones de resistencia de la llave hidráulica planteadas en las mejoras, mediante simulación con un software comercial.

CAPÍTULO II MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES

Yanez, C. (2003), “**Determinar los niveles de confiabilidad de los sistemas del taladro Corpoven-12**”. Mediante este trabajo fue posible conocer todos los sistemas, partes y funcionamiento de los taladros de perforación. ^[1]

Rojas, R. (2006), “**Análisis Causa Raíz de las Cajas Reductoras de Velocidad de los Enfriadores por Aire de los Motocompresores de una Planta de Gas**”. La revisión de este trabajo sirvió de aporte para el desarrollo del análisis causa raíz aplicado al trabajo propio, ya que contaba con una explicación amplia de los pasos a desarrollar para cumplir con este objetivo. ^[2]

Mogolió, L. (1996), “**Estudio de las Sartas de Perforación en el Distrito San Tomé**”. Este trabajo fue consultado con el fin de conocer a fondo lo que es la sarta de perforación, y la importancia que tiene, como está compuesta y los elementos necesarios para su ensamble, contiene también datos importantes sobre los tipos de desgaste que presentan los metales en general. ^[3]

2.2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.2.1 PERFORACIÓN DE POZOS

Una vez que se ha aprobado la localización de un pozo se construye el camino de acceso, por donde se transportan los materiales y el equipo para iniciar la perforación. La perforación de un pozo hasta la profundidad final planificada, consiste en ir penetrando la corteza terrestre en una forma ordenada y metódica, comenzando con

una mecha de un diámetro mayor en la superficie e ir disminuyendo el tamaño de esta, a medida que se profundiza el pozo.

2.2.2 MÉTODO DE PERFORACIÓN ROTATORIA

Este mecanismo nos permite perforar de 22000 a 23000 pies, además es flexible. A la perforación rotatoria que anteriormente usaba el cuadrante kelly con sistema de mesa rotaria, se le suplantó esta por el Top Drive, ambas herramientas imparten el movimiento rotatorio a la sarta de perforación de forma que la broca pueda moverse.

2.2.3 SISTEMAS QUE COMPONEN UN TALADRO DE PERFORACIÓN ROTATORIA

2.2.3.1 Sistema de rotación

Es aquel que hace girar la sarta de perforación y permite que la mecha perfora un hoyo desde la superficie hasta la profundidad programada. Está localizado en el área central del sistema de perforación y es uno de los componentes más importantes de un taladro. Los tópicos más importantes son (ver figuras en el anexo A.1.2):

- ✚ Tuberías para perforar: constituye la mayor parte de la sarta de perforación, y están diseñadas para distintas funciones como crear peso a la mecha, conducir el fluido de perforación y transmitir potencia a la mecha dentro del hoyo.
- ✚ Mecha: es la base principal del proceso de perforación, es el elemento utilizado para comenzar a perforar el hoyo.
- ✚ Top drive: es un equipo que posee un motor eléctrico para transmitir rotación a la tubería de perforación.

2.2.3.2 Sistema de circulación

Está formado por una serie de equipos y accesorios que permiten el movimiento continuo del eje principal en el fluido o lodo de perforación. Los equipos de

circulación movilizan el lodo de perforación a través de todo el sistema de circulación y permiten un mejor recorrido del mismo. Entre los componentes se tiene (ver figuras en el anexo A.1.5):

- ✚ Tanques de asentamiento: permite la deposición de sólidos mediante gravedad, durante el proceso de tratamiento de lodo.
- ✚ Bombas de lodo: constituyen el eje principal del sistema de circulación, maneja grandes volúmenes de lodo a altas presiones.

2.2.3.3 Sistema de potencia

Es el que genera la fuerza primaria requerida para operar la mayoría de todos los componentes en un taladro de perforación. Este sistema soporta todas las operaciones de los sistemas de perforación rotaria, generando la energía eléctrica requerida en el sitio para la cual utiliza grandes motores de combustión interna y luego se transmite o distribuye la energía en forma mecánica o eléctrica a todos los sistemas y componentes del taladro que necesiten energía para realizar sus respectivas funciones.

La fuente primaria de potencia, es aquella conformada por los generadores primario (ver figura en el anexo A.1.4) los cuales suplen potencia a un complejo de perforación rotaria. Estos se encuentran acoplados a motores de combustión interna que aprovechan la energía suministrada por un combustible se transforma directamente en energía mecánica.

2.2.3.4 Sistema de seguridad

Este sistema constituye uno de los principales componentes del taladro. Está formado por las válvulas impide reventones “BOP” (Blow Out Preventer) (ver figura en el anexo A.1.5) cuya función principal es controlar mecánicamente una arremetida que si no se controla a tiempo puede transformarse en un reventón. Una arremetida es la entrada de un fluido dentro del hoyo que al no ser inmediatamente detectada y controlada, se convierte en un reventón.

2.2.3.5 Sistema de levantamiento o izamiento


Este sistema está constituido por la estructura de la torre de perforación y sus accesorios. La función del sistema de levantamiento es la de soportar a todo el sistema de rotación mediante la utilización de equipos apropiados capaces de levantar, bajar y suspender los pesos. Los principales componentes del sistema son (ver figuras en el anexo A.1.6):

- ✚ Torre o Cabria: es la que proporciona soporte al bloque corona y al bloque viajero, quienes a su vez suben y bajan la sarta de tubería.
- ✚ Encuelladero: es una plataforma de trabajo ubicada en un lado de la torre, donde se colocan las tuberías antes de ser insertadas en el hoyo.
- ✚ La subestructura: es una estructura de grande de acero que sirve de soporte para la torre del taladro y los demás componentes del taladro.
- ✚ La consola de perforación: provee al perforador una visión general de todo lo que está pasando en cada uno de los componentes del taladro.
- ✚ Bloque corona: es el medio por el cual se transmite el peso de la sarta de tubería a la torre, está compuesta de un conjunto de poleas.
- ✚ Bloque Viajero: este sube y baja entre dos posiciones en la torre.
- ✚ Gancho: es una gigantesca pieza de conexión, suspendida del bloque viajero, que sirve para agarrar o asir las diferentes piezas del equipo necesario para perforar y hacer viajes.
- ✚ Llave hidráulica: permite desenroscar la tubería de perforación en el momento de hacer un viaje, ejerciendo fuerza sobre la tubería. ^[4]

2.2.4 TUBERÍAS DE PERFORACIÓN

- ✚ **Tubería de perforación:** Es el tubo de acero usado para transmitir potencia a la mecha en el fondo del hoyo, es el último elemento que se introduce en el hoyo, y tiene la habilidad de ser flexible.
- ✚ **Barras de perforación:** Constituyen el componente principal del ensamblaje de fondo, fabricados de acero o metal no magnético de

espesores significativos, lo cual permite proporcionar la rigidez y el peso suficiente para producir la carga axial requerida a aplicar sobre la mecha.

 **Tubería pesada:** Constituye el componente intermedio del grupo de tuberías a insertar, ensamblaje de fondo, y es un tubular de gran espesor de pared, similar a las barras de menor diámetro, cuya conexión posee las mismas características de la tubería de perforación, pero ligeramente más largas^[3].

2.2.5 LLAVE HIDRÁULICA

Es una herramienta perteneciente al sistema de izamiento del taladro, que permite enroscar y desenroscar la tubería de perforación, ejerciendo fuerza sobre ella. Su nombre es dado porque la función principal de la llave es hecha por un componente que es impulsado hidráulicamente, a pesar de ello, este equipo trae consigo elementos o partes que son promovidos por aire comprimido (Ver figura 2.1).



Figura N° 2.1. Llave hidráulica. [Fuente: Propia]

2.2.5.1 Partes principales de la llave hidráulica

(Ver figuras en el anexo A.1.7):

- ✚ Mordazas: para la sujeción de la tubería.
- ✚ Medios de traslado de la llave: pueden ser cilindros neumáticos e hidráulicos, o guayas depende del modelo de la llave.
- ✚ Mangueras: utilizadas para transportar el fluido con el que trabaja la llave.
- ✚ Seguro: evita que las mordazas se desvíen.
- ✚ Manómetro: permite la lectura de la presión utilizada.
- ✚ Válvulas: distribuyen el fluido, independientemente que sean neumáticas o hidráulicas.
- ✚ Unidad hidráulica: de aquí proviene el fluido que va directo a la llave, que viene siendo aceite, consta de una bomba hidráulica, filtro, calentador de aceite, motor eléctrico y un tanque.
- ✚ Unidad neumática: de aquí proviene el fluido que permite el movimiento de la llave (aire), esta alimenta a todo el taladro, consta de dos compresores, acumulador principal, pulmón (segundo acumulador), entre otros.
- ✚ Banda de freno: se encarga de frenar la velocidad de la llave.
- ✚ Caja de engranajes: maneja principalmente la velocidad de la llave.
- ✚ Torquímetro: Muestra la medida de torsión con la que se trabaja^[5].

2.2.5.2 Sistemas de la llave hidráulica

2.2.5.2.1 Sistema neumático

La neumática ha jugado un importante rol como tecnología en el mejoramiento del trabajo mecánico. Es también utilizada en el desarrollo de soluciones para la automatización. Las llaves hidráulicas están compuestas de distintos elementos que no trabajan iguales, es decir, pueden necesitar menos fuerza para ser impulsados, el sistema neumático exige menos presión de trabajo y ahorra energía, además de ser más económico, por ende este sistema es incluido en estos equipos y desempeñan su

función ventajosamente, ya que además requieren de menor mantenimiento. Algunos elementos de la llave hidráulica que trabajan con este sistema, son los controles o válvula y los cilindros.

2.2.5.2.2 Sistema hidráulico

La hidráulica se emplea para referirse a la transmisión y control de fuerzas y movimientos por medio de líquidos, es decir, se utilizan los líquidos para la transmisión de energía. Para el trabajo más pesado o que requiere mayor fuerza se utiliza este sistema, ya que trabaja a mayor presión, es un sistema completo que genera y controla la energía de forma continua. Esta fuerza y movimiento puede estar en forma de empuje, tracción, rotación, regulación, o conducción, la llave utiliza este sistema principalmente para el trabajo que hacen las mordazas, es decir para el apriete de las tuberías^[6].

2.2.6 CILINDROS NEUMÁTICOS UTILIZADOS EN EL MODELO ZQ203-100II DE LLAVES HIDRÁULICAS

El cilindro de aire comprimido es por regla generalmente el elemento productor de trabajo en un equipo neumático. Su misión es la de generar un movimiento rectilíneo, subdividido en carrera de avance y de retroceso y de este modo transforma la energía estática en trabajo mecánico (ver figura N°2.2). Dentro de los tipos de cilindro están:



Figura N°2.2. Modelo de un cilindro neumático.[Fuente: 6]

2.2.6.1 Cilindros de simple efecto

El cilindro de aire comprimido de simple efecto sólo puede producir trabajo en una sola dirección del movimiento. Existen varios tipos de construcción básicos para los cilindros de simple efecto. Uno de los más sencillos es el cilindro de membrana. En este tipo se tensa una membrana de goma dura, de plástico o de metal entre dos láminas metálicas abombadas. El vástago del émbolo está fijado al centro de la membrana. Con estos cilindros solo pueden conseguir carreras cortas, desde algunos milímetros hasta un aproximado de 50 milímetros. La carrera de retorno se realiza mediante un resorte antagonista o para carreras muy cortas por las mismas tensiones de la membrana. También existen los cilindros de embolo, a diferencia de los cilindros de membrana, son los más empleados en la neumática.

2.2.6.2 Cilindros de doble efecto

Se construye siempre en forma de cilindro de embolo y posee dos tomas para el aire comprimido situadas a ambos lados del embolo. Produce trabajo en los dos sentidos del movimiento (ver figura N° 2.3). La fijación del fondo y de la cubierta al tubo del cilindro puede realizarse mediante varillas tirantes, roscas o bridas. La opción entre estas posibilidades depende del tamaño del cilindro y puede estar también

condicionada por el fabricante. En la cubierta se utiliza un collarín para la estanqueidad del vástago del émbolo. El casquillo del cojinete sirve como guía del vástago. Con el fin de que no pueda penetrar ninguna suciedad del exterior en el recinto del cilindro, ni siquiera por adherencia en el vástago, se monta un anillo exterior de barrido.

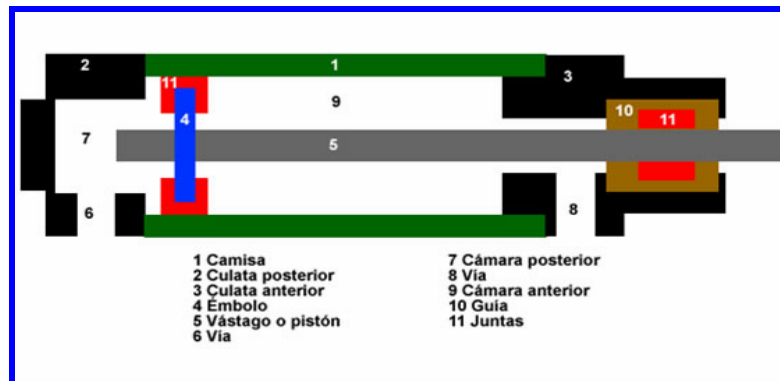


Figura N°2.3. Modelo de un cilindro de doble efecto. [Fuente: 6]

2.2.6.3 Cilindros especiales

En la industria existen ejecuciones especiales de los cilindros normales y cilindros específicos, que tienen denominación propia de acuerdo con su función. Las ejecuciones especiales se refieren al programa de fabricación estándar y no al cambio de alguna pieza particular del cilindro. Existen los cilindros tandem, se reúnen en mismo tubo dos cilindros de doble efecto colocados en serie de tal modo que se suman las fuerzas producidas por ambos. Mediante esta disposición se duplica aproximadamente la fuerza del cilindro, ya que el producto de la presión del aire por la superficie de los émbolos se transmite al vástago en su avance. Los cilindros tandem se emplean en aquellos casos en que se precisa un diámetro pequeño y una fuerza superior a la de su diámetro correspondiente (ver figura N°2.4).

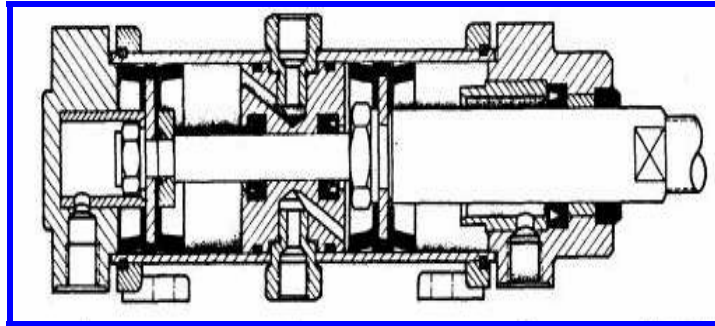


Figura N°2.4. Modelo de un cilindro especial. [Fuente: 6]

2.2.7 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS PARA LOS CILINDROS NEUMÁTICOS

2.2.7.1 Fuerza de empuje del cilindro

La fuerza generada en el cilindro, es función del diámetro del embolo, de la presión del aire comprimido y de la resistencia de rozamiento. Como la fuerza de presión se mide en estado de reposo, la resistencia de rozamiento corresponde al momento de arranque del embolo. En el caso más favorable del movimiento el rozamiento es nulo

hasta el estado de reposo. La fuerza de presión del cilindro puede calcularse por:

🚦 Para los cilindros de simple efecto:

$$F = D^2 \frac{\pi}{4} P - f \quad \text{Ec. 2.1}$$

🚦 Para los cilindros de doble efecto:

$$\text{Carrera de avance : } F_A = D^2 \frac{\pi}{4} P \quad \text{Ec. 2.2}$$

$$\text{Carrera de retroceso : } F_R = (D^2 - d^2) \frac{\pi}{4} P \quad \text{Ec. 2.3}$$

Donde:

D = Diámetro del émbolo m.

d = Diámetro del vástago m.

A = Área del émbolo m².

f = Fuerza del muelle N.

F = Fuerza de presión N.

P = Presión de trabajo Pa.

2.2.7.2 Consumo de aire

La energía del aire comprimido que alimenta los cilindros se consume transformándose en trabajo. El aire comprimido ya utilizado fluye a la atmosfera por el escape durante la carrera de retroceso del émbolo. El cálculo del consumo de aire se explica a continuación:

$$\text{Compresión} \times \text{Área émbolo} \times \text{Carrera} \quad \text{Ec. 2.4}$$

La relación de compresión se calcula por:

$$\frac{1,033 + \text{presión de trabajo}}{1,033} \quad \text{Ec. 2.5}$$

2.2.7.3 Velocidad del émbolo

La velocidad media del émbolo en los cilindros estándar está comprendida entre 0,1 y 1,5 m/seg (6 a 90 m/min) En los cilindros especiales, la velocidad puede hacerse mayor. La velocidad del émbolo es función de la presión del aire, de la fuerza antagonista, de las secciones de las tuberías, de la longitud de las tuberías entre la válvula de mando y el cilindro y también del diámetro nominal de la válvula de

mando. Además la velocidad del embolo también puede ser afectada por válvulas de estrangulación o válvulas de escape rápido.

2.2.7.4 Carga de pandeo del vástago

En las carreras largas ha de tenerse siempre muy presente la carga de pandeo del vástago. Los fabricantes construyen sus cilindros teniendo en cuenta ya el aspecto, y para la generalidad de los cilindros puede escogerse en lugar del vástago normal uno de mayor sección. Este problema se acentúa particularmente en los cilindros con sujeción oscilante o con brida trasera para los que se consideran las longitudes totales del cilindro y del vástago extraído. En este caso debe prestarse mucha atención a la longitud de apoyo; y por consiguiente, es recomendable escoger una longitud de cilindro mayor que la necesaria para la carrera de trabajo. Para el cálculo de la carga por pandeo permitida debe tomarse por base la fórmula de Euler. El peligro de rotura por pandeo se reduce considerablemente en los vástagos con guía adicional fuera del cilindro^[7].

2.2.8 WINCHES NEUMÁTICOS UTILIZADOS EN EL MODELO 100K-2GSR DE LLAVES HIDRÁULICAS

Los winches (en perfecto ingles) son unidades que pueden ser impulsadas por distintos flujos, el aire es uno de ellos, estos son del tipo neumático. Están diseñados para levantar y halar distintos elementos. Estos winches se componen principalmente de un motor pequeño de distintas capacidades, un tambor donde va enrollado un cable que puede ser de acero y un sistema de mandos para manejar al mismo, es de tipo desmontable, es decir, pueden ser utilizados para diversas tareas (ver figura N° 2.5)

[16]



Figura N°2.5. Winche neumático. [Fuente: 16]

2.2.9 CABLES DE ACERO UTILIZADOS EN EL MODELO 100K-2GSR DE LLAVES HIDRÁULICAS

Existen distintos fabricantes de llaves hidráulicas, cada uno de ellos diseña a su conveniencia y dependiendo su geometría los elementos que conforman la llave, hay algunos como los modelos de fabricantes americanos, quienes utilizan guayas de acero para trasladar la llave, es importante conocer las características y especificaciones a la hora de escoger los cables o guayas de acero.

El cable de acero consta de tres partes móviles cuidadosamente diseñadas, que funcionan unidas para crear fuerza, resistencia a la abrasión, al aplastamiento, deformación y a la fatiga por flexión.

2.2.9.1 Partes del cable (ver figura 2.6)

- + **El alma**, es el centro del cable, pueden ser de fibra o de acero, las de fibra se denominan FC y la de acero IWRC. El alma de acero es más fuerte y resistente al aplastamiento, en cambio el alma de fibra es más elástica y flexible.
- + **Torones o cordones**, cubren el alma del cable y cada torón consta a su vez de varios alambres o hilos, los alambres son enrollados en espiral alrededor del alma.
- + **Centro**, sirve como elemento guía para arrollar a los alambres del cable.

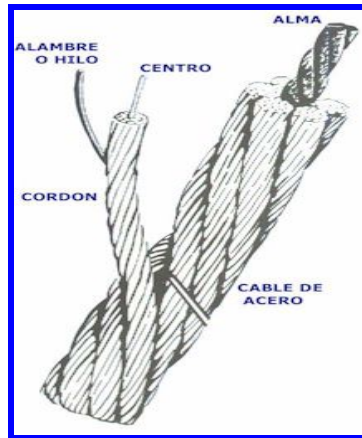


Figura N°2.6. Partes del cable de acero. [Fuente: 8]

2.2.9.2 Selección del cable de acero

La selección y uso adecuado del cable de acero se da mediante la siguiente nomenclatura, 500 1/2 6×25 FW Pref L/L IPS, lo que se muestra es un ejemplo que se explica a continuación:

- ✚ 500: Longitud del cable de acero.
- ✚ 1/2: Diámetro del cable, generalmente en pulgadas.
- ✚ 6×25: Número de cordones por el número de hilo o alambres de cada cordón.
- ✚ FW: alambre de relleno, significa que alguno de estos 25 hilos en cada cordón son alambres de relleno de menor diámetro, cuya función es sostener otros alambres.
- ✚ L/L: La dirección del torcido del cable. Los cables por lo general los fabrican con torcido regular y dirección lang. Los de dirección regular los alambres del torón están torcidos en dirección opuesta a la de los torones en el cable, los de dirección lang, están torcidos en la misma dirección. Varían dependiendo de lo que se necesite (ver figura 2.7).

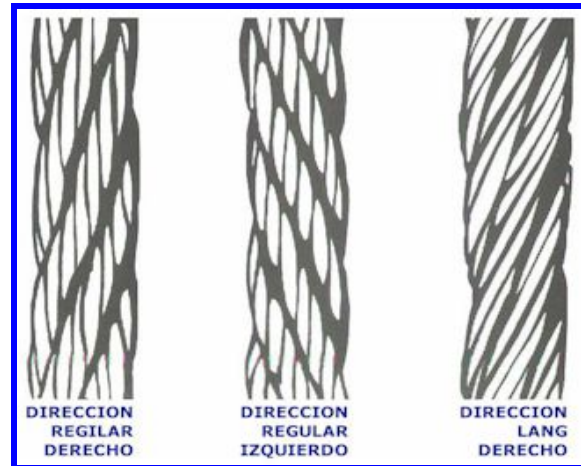


Figura N°2.7. Dirección del torcido del cable. [Fuente: 8]

- ✚ IPS (IMPROVED PLOW STEEL): Arado mejorado, recomendados para usos generales donde la fuerza y la resistencia a la fatiga y abrasión son de primera importancia^[8].

2.2.10 TIPOS DE CARGAS Y RELACIÓN DE ESFUERZOS

Los factores principales a considerar, cuando se especifica el tipo de carga para la cual una pieza de máquina se somete, son la variación de la carga y la variación resultante del esfuerzo en función del tiempo. Algunas variaciones de esfuerzo se caracterizan con cuatro valores claves:

- ✚ Esfuerzo máximo σ_{max} .
- ✚ Esfuerzo mínimo σ_{min} .
- ✚ Esfuerzo medio σ_m .
- ✚ Esfuerzo alternativo σ_a .

Los esfuerzos medios y alternativos se pueden calcular por:

$$\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min}) / 2 \quad \text{Ec. 2.6}$$

$$\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2 \quad \text{Ec. 2.7}$$

2.2.10.1 Los tipos de esfuerzos referentes a las cargas son

- + **Esfuerzo estático:** Cuando una pieza se somete a una carga aplicada, sin choque, y se mantiene a un valor constante, el esfuerzo que resulta en la pieza se llama esfuerzo estático.
- + **Esfuerzo repetido e invertido:** Ocurre una inversión de esfuerzo cuando determinado elemento de un miembro portátil se somete a cierto valor de esfuerzo a tensión, seguido por el mismo valor de esfuerzo de compresión. Si este ciclo de esfuerzos se repite muchos miles de veces, al esfuerzo se le llama repetido e invertido.
- + **Esfuerzo fluctuante:** Cuando un miembro portátil esta sometido a un esfuerzo alternativo con promedio distinto a cero, la carga produce un esfuerzo fluctuante ^[9].

2.2.11 PANDEO

El efecto geométrico de la columna se denomina esbeltez y es un factor importante, ya que la forma de fallar depende de la esbeltez, para la columna poco esbelta la falla es por aplastamiento y este tipo se denomina columna corta, los elementos más esbeltos se denominan columnas largas y la falla es por pandeo. La columna intermedia es donde la falla es por la combinación de ambos fenómenos.

Existe una carga axial suficiente para sacar de equilibrio a la columna se conoce como carga crítica. Para columnas cortas este valor se determina por la teoría de Johnson que después de muchas deducciones se obtiene lo siguiente:

$$P_b = A \times S_y \left[1 - \frac{S_y \left(\frac{L_e}{r} \right)^2}{4\pi^2 E} \right] \quad \text{Ec. 2.8}$$

Donde:

A = Es el área de la columna m^2 .

r = Radio de giro con respecto a los ejes de flexión o pandeo m.

E= Módulo de elasticidad del material Pa.

L_e = Longitud efectiva que va asociada con un factor de extremos m.

S_y = Esfuerzo de fluencia del material Pa.

2.2.11.1 Consideraciones de los extremos en columnas

Un elemento de ingeniería que trabaja a compresión, puede tener condiciones de fronteras que sean aproximadamente iguales a las del caso fundamental de extremos articulados, pero con mucha frecuencia los extremos tienen diferente grado de fijación. La longitud total L de elementos será igual a la distancia L_e entre los puntos de inflexión (puntos de momentos igual a cero), llamada a veces longitud efectiva. Es decir la ecuación sería:

$$L_e = KL \quad \text{Ec. 2.9}$$

Y dependiendo de los extremos el valor de K se puede leer de la siguiente tabla:

Tabla N° 2.1. Constantes de condiciones de extremos para columnas.

Casos	Condiciones de extremo de columnas	Constante K de condición de extremo	
		Valor Teórico	Valor Conservador
I	Empotrado-Libre	2	2.1
II	Articulado-Articulado	1	1
III	Empotrado-Articulado	0.7	0.8
IV	Empotrado-Empotrado	0.5	0.65

2.2.12 RELACIÓN DE ESBELTEZ

- Los miembros comprimidos, de acuerdo a su esbeltez, se dividen en:
- Columnas largas ($\lambda \geq 100$).
- Columnas cortas ($10 \leq \lambda < 100$).
- Bloques de compresión.

La relación de esbeltez (λ) es el cociente de la longitud efectiva de la columna entre su radio de giro mínimo. Esto es:

$$\lambda = \frac{L_e}{r_g} = \frac{KL}{r_g} \quad \text{Ec. 2.10}$$

El radio de giro mínimo esta dado por la siguiente ecuación para un área circular sólida:

$$r_g = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad \text{Ec. 2.11}$$

La elección del método apropiado para analizar las columnas dependiendo del tipo que sean (largas esbeltas y cortas), depende del valor de la relación de esbeltez real de la columna que se analiza, comparado con la relación de esbeltez de transición o constante de columna, C_c , que se define como sigue:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad \text{Ec. 2.12}$$

Si $\lambda < C_c$ se considera columnas cortas, utilizándose teoría de Johnson.

Si $\lambda \geq C_c$ se considera columnas largas, utilizándose la ecuación de Euler.

Donde:

E = módulo de elasticidad del material de la columna Pa.

S_y = resistencia de fluencia del material Pa.

2.2.13 ESFUERZOS EN CILINDROS (RECIPIENTES A PRESIÓN)

Ejemplos de estos cilindros sometidos a esfuerzos son, tanques de almacenamiento, cilindros hidráulicos y cilindros neumáticos. Existen cilindros de pared delgada y cilindros de pared gruesa (ver figura N° 2.9).

Se debe hacer distinción entre los cilindros de pared delgada y los de pared gruesa. Cuando el diámetro interior de un cilindro d_i es 40 veces más grande que su espesor t_h , se puede usar con seguridad el análisis de pared delgada. Para razones más pequeñas de los diámetros interiores de los cilindros con el espesor, se debe usar el análisis de pared gruesa. Expresando matemáticamente lo anterior se obtiene:

$$\frac{d_i}{t_h} \geq 40 \quad \text{Ec. 2.13}$$

$$\frac{d_i}{t_h} < 40 \quad \text{Ec. 2.14}$$

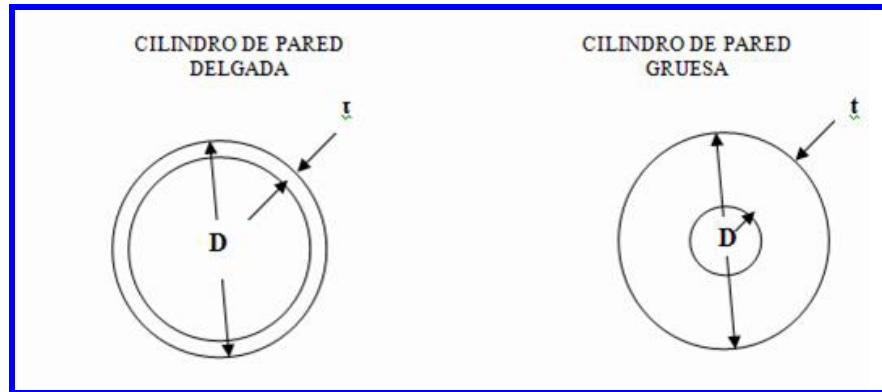


Figura N°2.8. Recipientes a presión. [Fuente: 15]

2.2.13.1 Esfuerzos en recipientes de pared gruesa

Se dijo en la parte anterior que las paredes del cilindro de pared delgada el esfuerzo tangencial se puede suponer que es uniforme a través del espesor de la pared. Esta suposición no se puede hacer en los cilindros de pared gruesa. Un cilindro de pared gruesa cargado radialmente, sujeto a una presión interna p_i y a una presión externa p_o , sabiendo que el cuerpo del cilindro y la carga son simétricos con respecto al eje, no se presentan los esfuerzos cortantes en dirección tangencial y radial, y solo actúan sobre el elemento los esfuerzos normales σ_o , σ_r . La carga es bidimensional; por lo tanto, solo estarán involucrados esfuerzos planos; las condiciones de frontera para cilindros de pared gruesa presurizados interna y externamente son:

$$\sigma_r = -P_i \quad \text{en } r = r_i \quad \text{Ec. 2.15}$$

$$\sigma_r = -P_o \quad \text{en } r = r_o \quad \text{Ec. 2.16}$$

Donde:

σ_r = Esfuerzo radial, Pa.

σ_θ = Esfuerzo tangencial, Pa.

P_i = Presión interna, Pa.

P_o = Presión externa, Pa.

r_i = Radio interno, m.

r_o = Radio externo, m.

Como la presurización es de compresión, los signos negativos aparecen en las condiciones de frontera. Haciendo uso de las condiciones de frontera se obtiene:

$$\sigma_r = \frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2 + (P_o - P_i) \left(\frac{r_o r_i}{r} \right)^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad \text{Ec. 2.17}$$

$$\sigma_\theta = \frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2 - (P_o - P_i) \left(\frac{r_o r_i}{r} \right)^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad \text{Ec. 2.18}$$

Presurizados internamente: si, como en muchas aplicaciones, la presión exterior P_o es cero, las ecuaciones anteriores se resumen en:

$$\sigma_r = \frac{P_i r_i^2 \left(1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right)}{r_o^2 - r_i^2} \quad \text{Ec. 2.19}$$

$$\sigma_\theta = \frac{P_i r_i^2 \left(1 + \frac{r_o^2}{r^2} \right)}{r_o^2 - r_i^2} \quad \text{Ec. 2.20}$$

2.2.14 ESFUERZO FINAL Y ESFUERZO ADMISIBLE, FACTOR DE SEGURIDAD

El conocimiento de los esfuerzos es utilizado por el ingeniero como ayuda para llevar a cabo las siguientes funciones:

- ✚ El análisis de estructuras y máquinas existentes con el objeto de predecir su comportamiento bajo condiciones especificadas de carga.
- ✚ El diseño de nuevas estructuras y maquinas que ejercerán una función especificada con seguridad y economía.

Para realizar esto es necesario conocer el material con el que se va a trabajar. A este se le hacen pruebas, por ejemplo se prepara una probeta y se le aplica carga axial conocida, a medida que se aumenta la fuerza se va notando y midiendo los cambios en su geometría, finalmente alcanza la carga máxima que puede soportar y se rompe, esta carga máxima se conoce como la carga final y se designa con P_u , como la carga aplicada es centrada, podemos dividir la carga final por el área transversal original y se obtiene el esfuerzo normal final (ver ecuación N° 2.21).

$$\sigma_{\theta} = \frac{P_u}{A} \quad \text{Ec. 2.21}$$

Un elemento o componente de una máquina debe diseñarse de modo que su carga final sea considerablemente mayor que la carga que deberá cargar el elemento o componente en condiciones normales de utilización. Esta carga menor se denomina la carga admisible o, a veces, la carga de trabajo o de diseño. Así solo una fracción de capacidad de carga del elemento es utilizada cuando se aplica la carga permitida. La carga permitida restante de la capacidad portante del elemento se tiene como reserva para asegurar un desempeño seguro. La razón de la carga final a la carga admisible se denomina factor de seguridad (ver ecuación N° 2.22).

$$n_s = \frac{\sigma_U}{\sigma_{adm}} \quad \text{Ec. 2.22}$$

El factor de seguridad o factor de diseño, es la medida de la seguridad relativa de un componente bajo la acción de una carga. Si $n_s > 1$, el diseño es adecuado. Entre mayor sea n_s , más seguro será el diseño. Si $n_s < 1$, el diseño puede ser inadecuado y necesitar un rediseño. Pugsley (1966) determinó sistemáticamente el factor de seguridad de la siguiente ecuación:

$$n_s = n_{sx} n_{sy} \quad \text{Ec. 2.23}$$

Donde:

n_{sx} = Factor de seguridad que involucra las características A, B y C (ver anexo A, tabla A.1.1).

A = Calidad de los materiales, destreza, mantenimiento e inspección.

B = Control sobre la carga aplicada a la parte.

C = Exactitud del análisis del esfuerzo, información experimental o experiencia con dispositivos similares.

n_{sy} = Factor de seguridad que involucra las características D y E (ver anexo A, tabla A.1.2).

D = Peligro para el personal.


E = Impacto económico.

Todos los valores de los parámetros de la ecuación de Pugsley, se muestran en el anexo A tabla A.1.1, donde se estima cada característica para una aplicación en

particular como muy buena (mb), buena (b), regular (r) o pobre (p), para n_{sx} ; y muy seria (ms), seria (s) o no seria (ns) para estimar el valor de n_{sy} . Al poner los valores de n_{sx} y n_{sy} en la ecuación N° 2.23 el resultado es el factor de seguridad.

2.2.15 PREDICCIÓN DE FALLA PARA MATERIALES DÚCTILES POR CARGA ESTÁTICA

Se considera materiales dúctiles a aquellos que pueden deformarse considerablemente antes de llegar a rotura. Dentro de los métodos de predicción de falla por carga estática se encuentran:

 **Método de esfuerzo cortante máximo para esfuerzos estáticos en materiales dúctiles (MSST por sus siglas en inglés):** Estipula que una parte sujeta a cualquier combinación de cargas fallara (por fluencia o por fractura) cuando el esfuerzo cortante exceda el valor crítico. El MSST es una teoría adecuada para la predicción de la fluencia en materiales dúctiles, y es un enfoque muy popular en el diseño. Si la nomenclatura $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$ se usa para los esfuerzos principales, el esfuerzo cortante máximo dice que la fluencia ocurrirá cuando:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \frac{S_y}{n_s} \quad \text{Ec. 2.24}$$

Donde:

S_y = Esfuerzo de fluencia del material Pa.

n_s = Factor de seguridad.

σ_1 = Esfuerzo tangencial Pa.

σ_3 = Esfuerzo radial Pa.

✚ **Método de la máxima energía de distorsión (Criterio de Von Mises) (DET por sus siglas en ingles):** Postula que la falla es causada por la energía elástica asociada con la deformación por cortante. La ecuación es la siguiente:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} \quad \text{Ec. 2.25}$$

Se predice esta falla cuando

$$\sigma_e \geq \frac{S_y}{n_y} \quad \text{Ec. 2.26}$$

σ_e = Suma de los esfuerzos principales, Pa.

2.2.16 JUNTAS SOLDADAS

Una soldadura se logra uniendo dos miembros y luego agitando las moléculas en sus uniones (usualmente por calor), hasta que se funden en conjunto. Cuando se remueve la fuente de agitación, los miembros quedan unidos permanentemente. Existe una variedad de métodos de soldadura, pero en este trabajo solo se enfocara en el de soldadura de arco de metal cubierto (llamado generalmente soldadura de arco). En este método los dos miembros que se van a unir se colocan muy cerca, ambos en contacto con un conductor eléctrico. Por medio de un electrodo se produce un arco de bajo voltaje y alta corriente para completar el círculo eléctrico en la junta. El electrodo se consume gradualmente en el proceso, proporcionando metal adicional a la junta medida que se funde. Existen muchas configuraciones de soldaduras, pero en este caso solo se considera la soldadura de filete, por la geometría que lo caracteriza.

Una soldadura de filete está hecha de catetos iguales. La sección más delgada es entonces en la garganta de la soldadura, a 45° de los catetos (Z). El esfuerzo que rige en las soldaduras de filete es el cortante sobre la garganta de la soldadura (figura N°2.10).

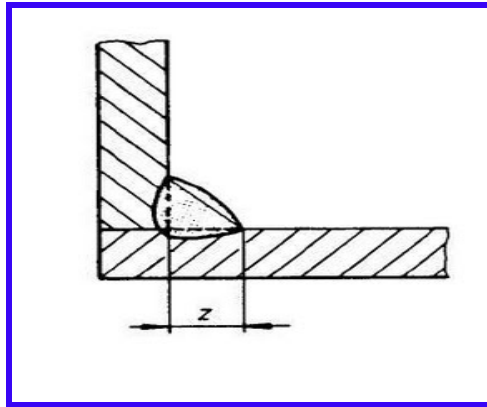


Figura N°2.9. Soldadura. [Fuente: 10]

Los catetos este tipo de soldadura (Z) también suelen llamarse h_e , la longitud de la soldadura está marcada desde el punto donde comienza hasta donde termina a lo largo de la unión de las dos planchas se designa como L_w .

2.2.16.1 Cargas que influyen sobre la soldadura

- + **Carga paralela y transversal:** Las soldaduras de filete fallan por cortante en la sección mínima, la cual se encuentra en la garganta de la soldadura. Esto es cierto si la soldadura tiene carga paralela y transversal. El esfuerzo cortante para estos tipos de carga es:

$$\tau = \frac{P}{t_e L_w} = \frac{P}{0,707 h_e L_w} = \frac{1,414 P}{h_e L_w} \quad \text{Ec. 2.27}$$

Donde:


t_e = Longitud de la garganta de la soldadura, $h_e \text{ Sen } 45^\circ = 0,707 h_e$, m.

h_e = Longitud del cateto de la soldadura, m.

L_w = Longitud de la soldadura, m.

Así, para evitar la falla, se debe cumplir lo siguiente:

$$\tau = \frac{P}{t_e L_w} \leq (S_{SY})_{Soldadura} \quad \text{Ec. 2.28}$$

 **Carga de torsión:** Para carga de torsión de un grupo de soldadura, el esfuerzo cortante resultante que actúa sobre el grupo de soldadura es la suma vectorial de los esfuerzos cortantes directo y de torsión. El esfuerzo cortante directo en la soldadura es:

$$\tau_d = \frac{V}{A} \quad \text{Ec. 2.29}$$

El esfuerzo cortante de torsión es

$$\tau = \frac{Tr}{J} \quad \text{Ec. 2.30}$$

Donde:

r = Distancia desde el centroide del grupo de soldadura hasta el punto mas alejado en la soldadura, m.

T = Par de torsión aplicado a la soldadura, N-m.

J = Momento polar de inercia del área, m^4 .

La sección crítica para la carga de torsión es la sección de la garganta, como lo es para carga paralela y transversal. La relación entre el momento polar de inercia unitario y el momento polar de la soldadura de filete es:

$$J = t_e J_u = 0,707 h_e J_u \quad \text{Ec. 2.31}$$

Donde:

J_u = Momento polar de inercia del área unitaria, m^3

En el anexo A figura A.1.1, se dan los valores del momento polar de inercia del área polar unitaria para nueve grupos de soldadura. De esta forma, para evitar la falla debida a carga de torsión, se debe cumplir lo siguiente:

$$\tau = \tau_d + \tau_t \leq (S_{sy})_{Soldadura} \quad \text{Ec. 2.32}$$

🚦 **Flexión:** En flexión la junta soldada experimenta un esfuerzo cortante transversal, así como un esfuerzo normal. El momento M produce un esfuerzo flexionante normal en las soldaduras, comúnmente se supone que el esfuerzo actúa como uno normal sobre el área de la garganta.

$$I = t_e I_u L_w = 0,707 h_e I_u L_w \quad \text{Ec. 2.33}$$

Donde:

I_u = Momento de inercia del área unitaria, m^2

L_w = Longitud de la soldadura, m.

El esfuerzo normal debido a la flexión es

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad \text{Ec. 2.34}$$

C = Distancia desde el eje neutral hasta la fibra exterior, m.

2.2.17 RESISTENCIA DE LA SOLDADURA

Los electrodos que se usan en la soldadura de arco se identifican por la letra E seguida por un número de cuatro dígitos, tal como E6018. Los dos primeros números son la resistencia del material. El último dígito indica variables en la técnica de la soldadura, tal como fuente de corriente. El antepenúltimo dígito indica la posición de la soldadura como, por ejemplo, plana, vertical o de techo. En este trabajo solo se toman en cuenta los dos primeros dígitos. En el anexo A.1.6 se encuentra una tabla que proporciona la resistencia para algunas clases de electrodos^[10].

2.2.18 ESFUERZO CORTANTE

Se obtiene un tipo muy diferente de esfuerzo cuando se aplican fuerzas transversales a un elemento.

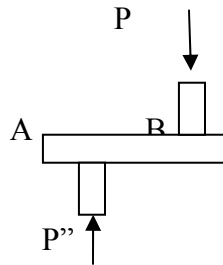


Figura N°2.10. Representación de las fuerzas. [Fuente: propia]

Cuando se aplican las fuerzas P y P'' al elemento AB (figura N° 2.11), cortando en C, entre los puntos de aplicación de las dos fuerzas (figura N° 2.12) se obtendrá el diagrama de la porción AC.

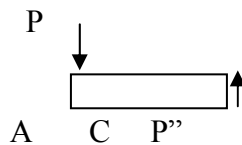


Figura N°2.11. Representación de las fuerzas. [Fuente: propia]

Se concluye que deben existir fuerzas internas en el plano de la sección cortada y que su resultante debe ser igual a P.

Estas fuerzas internas elementales se llaman fuerzas cortantes y la magnitud P de su resultante es cortante en la sección.

Dividiendo la fuerza cortante P por el área A de la sección, se obtiene el esfuerzo cortante promedio en la sección designando el esfuerzo cortante por la letra griega τ (tau) (ver ecuación N° 2.35).

$$\tau = \frac{P}{A} \quad \text{Ec. 2.35}$$

Los esfuerzos cortantes se presentan normalmente en pernos, pasadores y remaches utilizados para conectar varios miembros estructurales y componentes de máquinas^[10].

2.2.19 ESFUERZO DE APLASTAMIENTO

Los pernos pasadores y remaches crean esfuerzos en los elementos que conectan, a lo largo de la superficie de apoyo o superficie de contacto. Por ejemplo, consideremos dos platinas conectadas por remaches. El remache ejerce en la placa una fuerza P igual y opuesta a la fuerza ejercida por la placa en el remache. La fuerza P representa la resultante de las fuerzas elementales distribuidas en el interior del medio cilindro de diámetro d y de longitud t igual al espesor de la placa. Puesto que la distribución de estas fuerzas y de los esfuerzos correspondientes es muy complicada, en la práctica se usa un valor promedio nominal llamado esfuerzo de apoyo σ_b que representa la proyección del remache en la sección de la placa, la ecuación que lo rige es la siguiente^[11].

$$\sigma_b = \frac{P}{A} = \frac{P}{td} \quad \text{Ec. 2.36}$$

2.2.20 PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS MATERIALES

Son aquellas que expresan el comportamiento de los metales frente a esfuerzos o cargas que tienden a alterar su forma. Dentro de estas propiedades cuentan las siguientes:

- ✚ Elasticidad.
- ✚ Plasticidad.
- ✚ Tenacidad.
- ✚ Ductilidad.
- ✚ Fluencia: Esta propiedad indica, que en realidad, el material ha cedido o se ha alargado en gran medida y en forma plástica y permanente.

- Resistencia al corte, S_{ys} y S_{us} : Tanto la resistencia a la fluencia como la resistencia última al corte (S_{ys} y S_{us} , respectivamente) son importantes propiedades de los materiales. Desafortunadamente rara vez se mencionan estos valores. Se usarán las siguientes estimaciones:

$$S_{ys} = S_y/2 = 0,50 S_y = \text{resistencia de fluencia al corte.}$$

$$S_{us} = 0,50 S_u = \text{resistencia última al corte.}$$

Por propiedades de los materiales se comprenden las propiedades que representan las condiciones elásticas y mecánicas de los mismos, bajo la acción de cargas. A partir del diagrama “Esfuerzo-Deformación unitaria” (ver figura N° 2.13) se pueden definir propiedades mecánicas adicionales de los materiales de las cuales podemos mencionar:

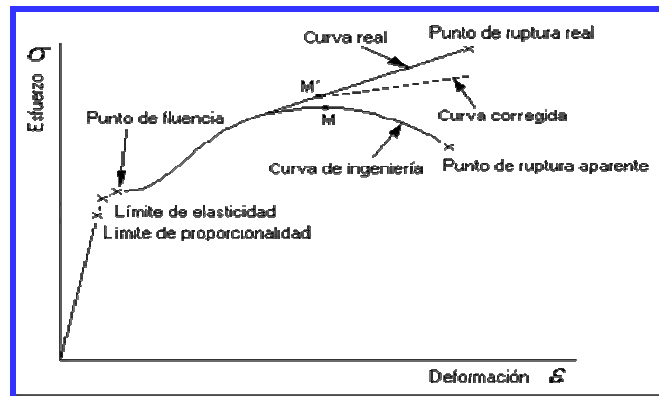


Figura N° 2.12. Diagrama esfuerzo- deformación. [Fuente: 11]

- Límite de Proporcionalidad.
- Punto de Cedencia.
- Resistencia Última.
- Resistencia a la Ruptura.
- Módulo de Elasticidad.
- Porcentaje de Alargamiento.
- Límite Elástico.

🚦 Relación de Poisson^[12].

2.2.21 FATIGA EN PIEZAS MECÁNICAS

La fatiga es un fenómeno complejo, esencialmente consiste en la propagación de grietas en una micro escala al principio, y luego muy rápida a medida que las grietas por fatiga alcanzan una longitud crítica.

2.2.21.1 Factores de modificación del límite a la fatiga

En los experimentos a la fatiga, se suponen las mejores circunstancias para la promoción de vidas largas a la fatiga. No obstante, dicha situación no se garantiza en aplicaciones de diseño, así que el límite a la fatiga del componente se debe modificar o reducir a partir del límite a la fatiga del material en el mejor de los casos. El límite a la fatiga queda expresado por la ecuación N° 2.37.

$$S_e = K_f K_s K_r K_m S'_e \quad \text{Ec. 2.37}$$

Donde:

S'_e = Límite a la fatiga del aparato experimental bajo condiciones ideales, Pa.

K_f = Factor de acabado superficial, ver anexo A.1.8.

K_s = Factor de tamaño, se estima según el rango del valor del diámetro del elemento, como se muestra:

$0,8698d^{-0,112}$ si $0,3 \text{ plg} < d < 10 \text{ plg}$.

1 si $d < 0,3 \text{ plg}$.

$1,189d^{-0,112}$ si $8 \text{ mm} < d < 250 \text{ mm}$.

K_r = Factor de confiabilidad, ver anexo A.1.9.

K_t = Factor de temperatura, se calcula la siguiente ecuación N° 2.38.

$$K_t = \frac{S_{ut}}{S_{ut,ref}} \quad \text{Ec. 2.38}$$

Donde:

S_{ut} = resistencia a la rotura por tensión del material a la temperatura deseada.

$S_{ut, ref}$ = resistencia a la rotura por tensión a temperatura de referencia, usualmente la temperatura ambiente.

K_m = Factor por efectos diversos (concentradores de esfuerzos).

El tipo de carga se ha incorporado en S'_e como se presenta a continuación:

$$\text{Para flexión} \quad S'_e = 0,5S_u$$

2.2.22 ANÁLISIS CAUSA RAÍZ

Es una técnica sistemática que se aplica con el objetivo de determinar las causas que originan las fallas, sus impactos y frecuencias de aparición, para poder mitigarlas o eliminarlas. Una vez que se han identificado las causas raíz, se puede ejecutar su plan correctivo, utiliza la lógica sistémica y el diagrama de causa raíz de fallas, usando la deducción y prueba de los hechos que conducen a las causas reales.

2.2.22.1 Tipos de Causas Raíces

- ✚ Causa raíz física. Es la causa tangible de porqué está ocurriendo una falla. Siempre proviene de una raíz humana o latente. Son las más fáciles de tratar y siempre requieren verificación.
- ✚ Causa raíz humana. Es producto de errores humanos motivados por sus inapropiadas intervenciones. Nacen por la ausencia de decisiones acertadas, que pueden ser por convicción u omisión. Nunca utiliza nombres individuales o grupales cuando se especifica la causa.
- ✚ Causa raíz latente. Son producto de la deficiencia de los sistemas de información. Proviene de errores humanos. En ciertas ocasiones afectan más que el problema que se está estudiando, ya que pueden generar circunstancias que ocasionan nuevas fallas.

2.2.22.2 Metodología del análisis causa raíz

- ✚ Inicia preparando la investigación a realizar.
- ✚ Se elabora un equipo de trabajo: relacionado con los equipos o sistemas a estudiar.
- ✚ Se identifica los eventos más significativos: En este paso se recolecta la información, se definen las fallas. El objetivo es determinar, cuales son los eventos y fallas más importantes.
- ✚ Se plantean los modos de falla, hipótesis y las causas raíces.
- ✚ Se evalúan las causas propuestas.
- ✚ Se presentan soluciones, en función a las causas que resulten ocasionantes de los daños.

CAPÍTULO III MARCO METODOLÓGICO

3.1 TIPO DE INVESTIGACIÓN

3.1.1 Investigación de campo

Investigación exploratoria que permite verificar la realidad de los datos. Este trabajo fue de campo, ya que fue necesario dirigirse a los taladros para observar directamente el equipo, así como también tomar medidas, verificar la geometría, ver funcionamiento y conocer el procedimiento de trabajo.

3.1.2 Investigación documental

Se define documental porque se hizo una revisión de datos por medio de informes, manuales, intranet de PDVSA y textos que sirvieron de soporte para la realización de este trabajo.

3.2 NIVEL DE INVESTIGACIÓN

El nivel de una investigación viene dado por el grado de profundidad y alcance que se pretende con la misma.

3.2.1 Explicativa

Está dirigida a responder a las causas de los eventos físicos o sociales y su interés se centra en explicar por qué y en qué condiciones ocurre un fenómeno, o por qué dos o más variables se relacionan.

3.2.2 Descriptiva

Cuando se señala cómo es y cómo se manifiesta un fenómeno o evento, cuando se busca especificar las propiedades importantes para medir y evaluar aspectos, dimensiones o componentes del fenómeno a estudiar.

3.3 TÉCNICAS PARA LA RECOLECCIÓN DE DATOS

Para contar con un trabajo completo donde no faltara información fue necesario utilizar las siguientes técnicas:

3.3.1 Técnicas de recolección de datos

3.3.1.1 Técnica de investigación

Con esta técnica se obtuvo información acerca de taladros y sus partes, enfocándose principalmente en los modelos de llave hidráulica, apoyándose en tesis de grado, libros, manuales, páginas web y la intranet PDVSA.

3.3.1.2 Investigación de campo

Se dirigió al lugar donde está el taladro, y se recogió información del funcionamiento de la llave, del estado en que se encontraba, fallas recurrentes, como pudieron ocasionarse, las posibles recomendaciones hechas por los técnicos que laboran allí, y todas especificaciones del taladro, también los parámetros con los que trabaja la llave, con la finalidad de conocer a profundidad el principio de funcionamiento del modelo de llave que tienen estos taladros PDV, y tomar fotos de la estructura de la llave.

3.3.1.3 Técnica de observación

Donde se tomaron todas las especificaciones o características de la llave hidráulica, nombrando sus componentes y haciendo un diagnóstico del estado en que se encontraron, de aquí también se tomaron fotos mediante el proceso va avanzando.

3.3.1.4 Técnica de entrevistas

Donde se visitó el lugar de trabajo para hablar con los técnicos y personal encargado de los taladros donde se encontraba este modelo de llave.

3.3.2 Técnicas de análisis de resultados

3.3.2.1 Técnica de análisis de causa raíz

Con esta técnica se buscó deducir la anomalía de mayor peso en cuanto al impacto operacional y de mantenimiento dentro del conjunto de fallas, así como también encontrar el por qué se presentaron; es una metodología para analizar el problema, eventos o fallas recurrentes y, entre sus bondades se encuentra que es un método de análisis lógico y permite llevar en una forma sencilla la relación Causa-Efecto que existe en los factores determinantes en la ocurrencia de la falla.

3.3.2.2 Técnicas de simulación

Esta técnica permitió simular por medio de un software comercial los esfuerzos a los que está sometido el elemento (cable de acero), y a la vez predecir cuál será el comportamiento del mismo, esta técnica fue utilizada en las mejoras, al cambiar los elementos.

3.3.2.3 Técnica de redacción

Para la redacción del trabajo de grado, se siguieron las normas establecidas en el “Manual para la Presentación del Proyecto y de la Tesis de Pregrado en Ingeniería”.

3.4 METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

Las etapas que conformaron este trabajo de investigación, se presentan a continuación:

3.4.1 Diagnóstico del estado actual de la llave hidráulica modelo ZQ203-100II.

Este paso comienza con la descripción de la llave hidráulica modelo ZQ203-100II, donde se detalló a fondo la composición, elementos, parámetros y

funcionamiento; a demás, se explica, como es la situación de este modelo de llave, tomando sus defectos y fallas más importantes, y lo que afecta a las operaciones del taladro.

3.4.1.1 Pasos para el diagnóstico

- 🔧 Visitas a los taladros.
- 🗨️ Entrevistas al personal que labora en los taladros.
- Revisión bibliográfica (manuales de la llave hidráulica).

3.4.2 Realización del análisis causa raíz a la llave hidráulica de enroscado de tubería modelo ZQ203-100II

En esta etapa se aplicó una metodología que permitió de forma sistemática, identificar las causas raíces primarias de los problemas, para luego aplicar soluciones que las eliminen de forma definitiva. La explicación de los pasos que se realizaron se muestra a continuación:

1. Identificación del problema y jerarquización de las fallas.

Para cumplir con este paso fue necesario conocer a detalle el equipo y realizar previamente lo siguiente:

- 🔧 Observación inicial: se hizo un estudio detallado visual del equipo, enfocándose en el componente que fallo, tomando nota de todos los detalles por medio de muchas fotografías para ser revisadas posteriormente y hacer interpretación de las marcas de deformación.
- 🗨️ Recolección de datos informativos: Se reunieron todos los datos disponibles referentes a las especificaciones y dibujos, diseño de componentes, fabricación, y utilización de servicio, así como también reportes de fallas presentadas.

2. Formulación de hipótesis. Se conformó un equipo de trabajo, especialistas en cada área y conocedores del equipo y de los sistema por el que esta

compuesto, para dar su punto de vista en cuanto al porque pudo ocurrir la falla, este equipo consta del siguiente personal:

- 🚧 Un líder: Es el líder de operación y mantenimiento de taladros, toma todas las decisiones para la implantación de resultados, es el dueño del problema ya que es el responsable del equipo o llave hidráulica.
 - 🚧 Un programador: Es el supervisor del taladro, se encarga de programar las actividades de mantenimiento al equipo.
 - 🚧 Un supervisor: Es el inspector del taladro, se le da muchas veces el nombre de especialista, ya que conoce a fondo todos los equipos del taladro, por el tiempo que lleva trabajando en el campo.
 - 🚧 Dos técnicos de mantenimiento: Un técnico mecánico y uno eléctrico, ambos se encargan del despiece y reparaciones generales de la llave hidráulica, conocen todo el mecanismo del equipo.
3. Determinación de las raíces, para este punto también se involucro al equipo de trabajo, después de verificar y descartar hipótesis, se comenzó la búsqueda de las raíces físicas que pudieron ocasionar el problema. Para ello se necesito principalmente conocer la función principal y las limitaciones del elemento, al igual que medidas y tipo de material, captura de variables de operación, evaluación física, entre otros.
 4. Verificación o descarte de las raíces. Se comenzó por descartar raíces físicas, después humanas para encontrar las raíces latentes que llevaran al resultado del problema. Las técnicas utilizadas fueron:
 - 🚧 Evaluación de la composición química, con una muestra del material del cual está hecho el elemento dañado se realizó un estudio al mismo para encontrar su composición y con la comparación de estos resultados y los teóricos

facilitados por los textos, se demostró el tipo de material, al mismo tiempo se investigo acerca de las propiedades y características de este para saber cuál es su utilidad y si es el recomendado para dicho trabajo.

- 🚧 Evaluación de diseño de las partes que componen el cilindro dañado, se comenzó por la obtención de planos del elemento dañado, y toma de medidas reales en campo, además de parámetros operacionales, y el conocimiento de todos los movimientos que realiza el cilindro neumático de traslación, seguidamente se hizo un despiece de las partes del cilindro, a continuación, se utilizaron varias teorías para los cálculos; como por ejemplo recipientes a presión para comprobar el espesor de los cilindros, teorías de esfuerzos cortantes para los soportes de unión del cilindro a la llave, entre otros; se hizo además una condición crítica del cilindro para calcular su resistencia en ese momento.
 - 🚧 Condiciones de operación, para esta raíz se necesito involucrarse muy de cerca con las operaciones y todo su personal, para que no escapara ningún detalle y obtener los resultados más reales posibles. Dada esta la raíz física resultante se partió de la misma para encontrar las raíces humanas y de allí las latentes, estas raíces se verificaron y descartaron de forma cualitativa, con visitas al taladros, entrevistas a los operadores, y por parte de la empresa saber la existencia de registro de entrenamiento del personal, normas que pudieran aplicar en el área.
5. Presentación del diagrama ACR, en este gráfico se plasmaron todo el análisis hecho para llegar a la causa del problema, se ordeno de forma sistemática y señalando cada resultado (ver figura N° 3.1).

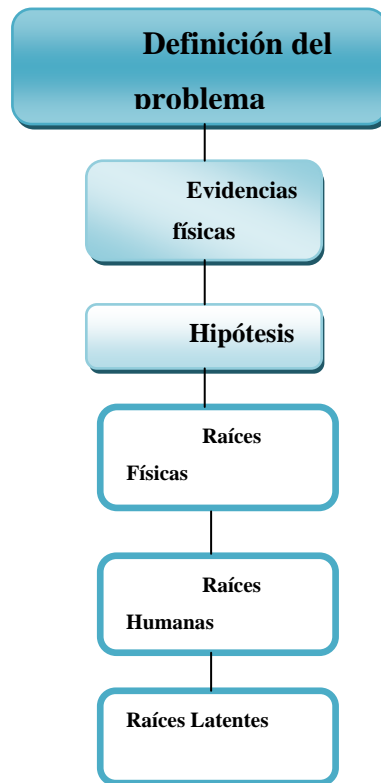


Figura N° 3.1. Estructura del árbol lógico. [Fuente propia]

6 Identificación implantación de las soluciones.

Después de conocer la causa del problema, se buscó la condición de atacarlo, dejando claro que va a ser disminuyendo los factores que afectan la parte dañada y reforzándola para aumentar la resistencia de la misma; esto se desarrolla en el paso N° 4, donde se implantan las mejoras para la llave hidráulica de tubería.

3.4.3 Evaluación los parámetros operativos y funcionamiento de la llave en estudio, con otra llave de distinto fabricante.

Se presentó un modelo de llave distinto al de estudio, siendo el recomendado por el personal que labora en esta gerencia, como técnicos de mantenimiento y perforadores, quienes conocen a fondo el funcionamiento de la llave. Se estudiaron los puntos más

importantes como: los parámetros operacionales y rentabilidad; con visitas al campo, entrevistando al personal y con una revisión exhaustiva al manual del modelo presentado; y a fondo se comparo el mecanismo de traslado de esta llave donde se conocieron las ventajas que tiene sobre el de la llave china, de manera de implantarlo como mejora al modelo de estudio.

3.4.4 Elaboración de propuestas para mejorar la llave hidráulica en estudio.

Después que se conoció a fondo la gravedad del problema mediante los objetivos anteriores, se plantearon las mejoras para acometer esta situación, se propusieron dos formas: 1) el rediseño de la llave, basándose en un modelo de distinto fabricante, y 2) recomendaciones de las prácticas operacionales dirigidas al personal de la gerencia de operaciones y mantenimiento de taladros. Para los cambios hechos se aplicaron teorías de diseño, y además se tomo en cuenta la ventaja que tiene el otro modelo de llave, entre otras consideraciones; y en cuanto al personal se basó en cambiar lo negativo obtenido en las visitas al campo y en la estadía en la gerencia, e implantar novedades que puedan ayudar a disminuir los errores laborales, de manera de evitar estas fallas y evitar accidentes.

3.4.5 Determinación de las condiciones de resistencia de la llave hidráulica planteadas en las mejoras, mediante simulación con un software comercial.

Esta simulación consta de dos pasos, la construcción del modelo a estudiar (cable de acero) por SOLIDWORD 2007, y la evaluación de su resistencia por medio de un programa de elementos finitos COSMOWORKS 2007.

La descripción del programa de elementos finitos “COSMOWORK 2007”, para hacer los análisis estructurales del cable de acero se explica en el anexo C.1.5.

CAPÍTULO IV DESARROLLO Y RESULTADOS

4.1 DIAGNÓSTICO DEL ESTADO ACTUAL DE LA LLAVE HIDRÁULICA MODELO ZQ203-100II

4.1.1 Recopilación de información técnica de la llave hidráulica modelo ZQ203-100II

4.1.1.1 Información general de la llave

Dentro de los taladros adquiridos en el convenio por PDVSA, están el PDV-01 PDV-02, PDV-06 y PDV-07, cada uno cuenta con un equipo para enroscar tubería, llamada Llave Hidráulica.

El modelo de la llave es ZQ203-100II, fabricada en china y sirve principalmente para enroscar y desenroscar tuberías de perforación, ejerciendo fuerza sobre ella, es ampliamente aplicable a las operaciones de perforación de pozos petroleros, puede desprenderse libremente de la tubería y tiene gran movilidad, usa la estructura integral de mordaza para fijar y una mordaza para torqulear. Se caracteriza por su seguridad, fácil manejabilidad, buen control de torsión de enroscado y la elevación de la velocidad del enroscado y desenroscado, el cuerpo combinado de las mordazas superior e inferior evita la posibilidad de curva de la tubería bajo gran torsión y previene que resbale en las cuñas, adopta el programa de flotación caracterizado por ligereza y agilidad, de modo que la elevación sea grandemente simplificada, esto se basa en instalar una polea en la torre del taladro, se cuelga la llave en un extremo del cable de acero y el otro se tira con la mano mediante un winche para ajustar la altura, la torsión y velocidad son controlables y puede generar máxima torsión y máxima velocidad tanto en dirección horaria como antihoraria. Las mordazas están diseñadas para ciertas medidas de tuberías, se debe saber que existen distintos tipos de estas que siguiendo un orden se van a ir introduciendo en el hoyo, como son (ver figura N° 4.1):

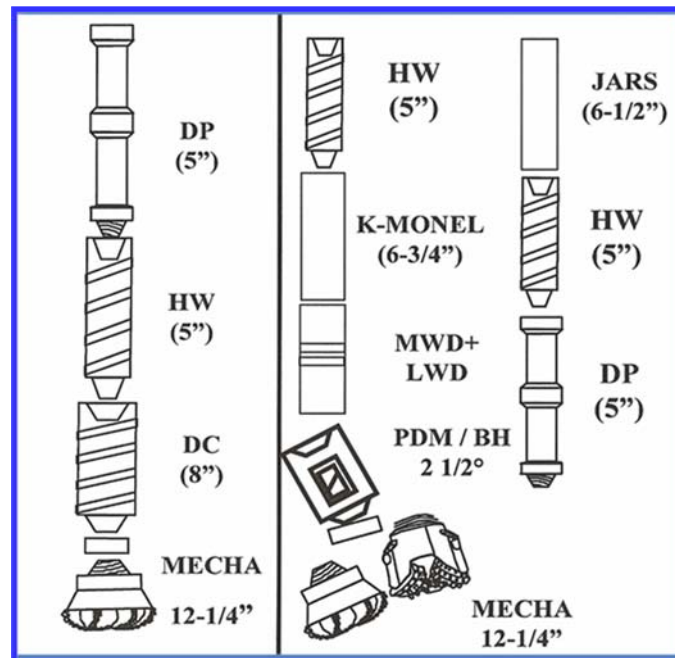


Figura N° 4.1. Tuberías de perforación. [Fuente: 4]

- ✚ **Tubería flexible (DP)**, se le aplica un torque máximo de 8010N.m.
- ✚ **Tubería pesada (HW)**, se le aplica un torque máximo de 7342,5 N.m.
- ✚ **Barra (DC)**, se le aplica un torque máximo de 9345N.m.

4.1.1.2 Parámetros de la llave

- ✚ **Velocidad de rotación de las mordazas:** Están especificadas según el caudal que se requiera, sabiendo que se dan dos velocidades. En la siguiente tabla N° 4.1, se muestran las velocidades en función del caudal con el que se requiera trabajar.

Tabla N°4.1 Velocidad para cada caudal.

Caudal "Q"	Velocidad de rotación R.P.M	
	Alta	Baja
L/min.		
114	40	2,7
100	35,1	2,4
90	31,6	2,1
80	28	1,9
70	24,5	1,7
60	21	1,4

- ✚ **Torsión de las mordazas:** Se estipula por la presión requerida y se usa dependiendo si es alta o baja la velocidad; es decir se calibra la presión que viene de la unidad hidráulica y para dicha presión se tienen dos torques el de alta y el de baja velocidad (ver tabla 4.2).

Tabla N° 4.2 Torsión en función de la presión hidráulica requerida.

Presión del sistema hidráulico MPa	Torsión de las mordazas N.m
16,6	10000
15,0	9300
13,0	8500
11,0	7700
9,0	5700
7,0	3900

4.1.1.3 Cilindros que componen la llave

La llave en conjunto realiza dos movimientos antes de ejecutar el trabajo de enrosque o desenrosque de tuberías y para ellos consta de dos cilindros, uno neumático para trasladar la llave horizontalmente y otro hidráulico para elevarla a cierta altura conocida.

- ✚ Cilindro neumático de traslación (ver figura N° 4.2), las características son las siguientes:
 - Máxima carrera 2250 mm.
 - Fuerza de trabajo para impulsar la llave 13006,72 N y 0.827 MPa de presión.



Figura N° 4.2. Carcasa del cilindro neumático de traslación. [Fuente propia]

✚ Cilindro hidráulico de elevación (ver figura N° 4.3), las características son las siguientes:

- Distancia de elevación está entre 0 a 485 mm.
- Fuerza de trabajo para elevar la llave 27096,231 N y 3,45 MPa de presión.



Figura N° 4.3. Cilindro hidráulico de elevación. [Fuente propia]

4.1.1.4 Dimensiones y peso de la llave

- ✚ Largo 1720 mm.
- ✚ Ancho 1000 mm.
- ✚ Alto 1615 mm (incluyendo la altura del cilindro elevador).
- ✚ Peso 1500 Kg.

4.1.1.5 Sistemas de la llave

✚ Sistema Neumático: Su presión de trabajo 0,827 MPa (120 Psi), el aire del taladro se usa como fuente de alimentación. Este sistema consta de:

- Cilindro de traslado de la llave.
- Cilindro sujetador de las mordazas de la llave.
- Válvula de conversión del cilindro de traslado.
- Válvula de conversión del cilindro sujetador.
- Manómetro.

✚ Sistema Hidráulico: Se alimenta de la unidad hidráulica del taladro, controla el cilindro de elevación con una presión de trabajo del cilindro de elevación 3,45 MPa (500Psi), y las mordazas con un máximo presión de trabajo 16,6 MPa. El sistema consta de:

- Manómetro.
- Válvula de conversión manual para elevar la llave.
- Válvula de accionamiento y transmisión de torque.
- Motor hidráulico.
- Cilindro elevador.
- Mordazas.
- motor en la transmisión eléctrica 37 KW.

A su vez la unidad hidráulica está compuesta de:

- Tanque de aceite.
- Intercambiador térmico.

- Filtro de aceite.
- Bomba hidráulica.
- Tubo de descarga de aceite.
- Conector de tubo de alta presión.
- Acoplador.
- Conector de tubo de retorno de aceite.
- Filtro de retorno de aceite.
- Motor eléctrico.
- Orificio de descarga de aceite.

4.1.1.6 Estructura de la llave hidráulica (ver figura N° 4.4)

La llave está estructurada o conformada por las siguientes partes (ver tabla N° 4.3):

Tabla N° 4.3 Estructura de la llave hidráulica modelo ZQ203-100II.

Componente	Función
Caja de engranajes planetarios.	Con el fin de lograr el enroscado con alta velocidad y baja torsión, y el impacto del enroscado con baja velocidad y alta presión, la llave hidráulica adopta la estructura de engranaje planetarios de dos velocidades y un mecanismo de diseño especial de cambio de velocidad y freno sin parar la maquina.
Mordazas	Son las que enroscan la tubería, manteniendo una fija y haciendo girar la otra.
Mecanismo de freno	Esta conformado por las dos bandas de freno en el exterior del disco de freno, la biela y el cilindro de ajuste. Sirve de sostén del cuerpo flotante y se adopta a los requerimientos del conector excéntrico.
Sistema de control neumático	Maneja los cilindros de sujeción y de traslado, y sus respectivas válvulas.
Sistema de control Hidráulico	Maneja la velocidad y el torque de las mordazas, así como también el cilindro de elevación.
Cilindro elevador	Permite ajustar fácilmente la altura de las mordazas.
Cilindro de traslado	Permite el movimiento horizontal de la llave hidráulica.
Cilindro de sujeción	Le da movimiento a la mordaza inferior.
Motor hidráulico	Suministra el aceite a la caja de engranajes planetarios.

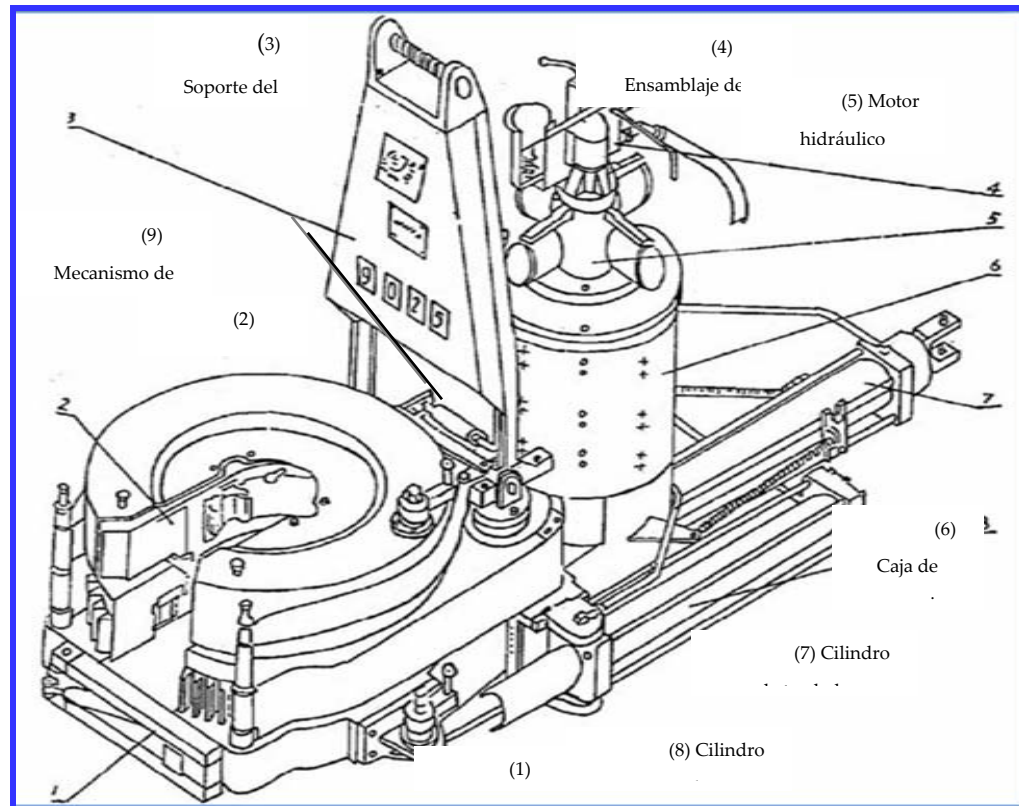


Figura N° 4.4. Llave hidráulica modelo ZQ203-100II. [Fuente: 5]

4.1.1.7 Principio de funcionamiento de la llave

La llave hidráulica separa la función de sus componentes por los dos sistemas conocidos, el hidráulico y el neumático. El sistema neumático se alimenta de los compresores de la caseta de generadores del taladro, el aire (fluido utilizado para este sistema) pasa por el acumulador principal de presión (trabaja con 0,827 MPa, esta es la presión de trabajo de todos los equipos de presurización), después va a un segundo acumulador que se encuentra por la parte inferior del piso del taladro (planchada o plataforma); seguidamente pasa a unas mangueras que llevan el aire directamente a la llave, esta presión se controla por tres válvulas de conversión de doble dirección y control, una para el mando para la velocidad de alta y baja (de la caja de engranaje salen dos mangueras, una para cada velocidad), la segunda para el cilindro de traslado y la última para el cilindro sujetador.

El sistema hidráulico maneja aceite, este sale a alta presión de la unidad hidráulica del taladro (la unidad consta de una bomba hidráulica y un motor eléctrico), y circula por mangueras, la distribución de la presión es la siguiente: la manguera principal entra al ensamblaje de control donde esta la válvula de accionamiento y transmisión de torque para el enroscado y desenroscado de tubería, de este ensamblaje sale una manguera que lleva la presión al soporte donde esta la válvula de conversión manual de ascender y descender la llave, y del soporte salen dos mangueras, una para el retorno hacia la unidad hidráulica y otra para la conexión de tres vías, esta conexión tiene mangueras más pequeñas que se distribuyen en la que viene del soporte, una de retorno para la unidad hidráulica y otra para el motor hidráulico de la llave, este ultimo suministra o regula el aceite a la caja de engranajes planetarios.

Después de conocer la distribución de los fluidos utilizados para movilizar la llave, el procedimiento para enroscar o desenroscar es el siguiente: se acciona la válvula para el traslado de la llave a la cabeza del hoyo donde esta la tubería, previo a esto se ajustan las bandas de freno por el graduador hasta llegar a medida de la tubería con la que se trabaja, se deja fija la tubería inferior mediante la válvula de conversión que mueve el cilindro de sujeción y este le aplica movimiento a la segunda mordaza que ajusta la tubería inferior, la altura de la llave se nivela por la válvula de conversión para ascender o descender, a continuación se acciona la válvula a la velocidad baja y la válvula para enroscar o desenroscar la tubería, dependiendo lo que amerite, se cambia a la velocidad alta para que ejecute la acción, en la parte superior de las mordazas hay una palanca, esta tiene dos posiciones, enrosque y desenrosque, se posiciona esta a lo que se requiera, se debe colocar en la posición deseada para evitar que el movimiento de las mordazas se desvíe, también hay un seguro, este cierra las mordazas para limitar deformación a las mismas; se ejecuta el trabajo y se devuelve la llave a su posición original, primero descendéndola y después se retrae, por medio de los cilindros nombrados.

4.1.2 Diagnóstico del modelo de la llave hidráulica

Este diagnóstico se hizo observando directamente la llave modelo ZQ203-100II, además de entrevistas y visitas al campo de trabajo donde se tomaron anotaciones de la falla que presento la llave.

Se visitaron los taladros PDV 01, PDV-02 y PDV 06, para estudiar las fallas presentadas en la llave hidráulica, se encontró desgaste en los dientes de las mordazas, uniones partidas, válvulas mal conectadas; fallas que eran corregidas momentáneamente y no ocasionaban perdidas de ningún tipo en las operaciones. En la llave se encontró una falla de mayor peso que trajo consigo la paralización de las operaciones a un año de su adquisición (no se cuenta con historiales de falla de este equipo), actualmente todas las llaves de estos taladros están fuera de operación (ver figura N° 4.5), la anomalía detectada ocurrió mientras se enroscaba tubería, donde el vástago del cilindro neumático traslación se doblo (ver figura N° 4.6), trayendo como consecuencia que fuera imposible movilizar la llave horizontalmente, ya que no manejaba el fluido del sistema que lo controla, perdió la linealidad a lo largo de su longitud, y manualmente debido al peso y al riesgo de accidentes no se puede movilizar.



Figura N° 4.5. Llave hidráulica modelo ZQ203-100II. [Fuente propia]



Figura N° 4.6. Vástago doblado de la llave hidráulica. [Fuente PDVSA]

4.1.2.1 Descripción del cilindro neumático de traslación

Este cilindro se encarga de llevar la llave horizontalmente hasta la cabeza del pozo para que enroscar la tubería, este cilindro es de doble efecto y de doble carrera, es decir, su carrera no es hecha por un solo movimiento, sino que es compartida por dos elementos que son un cilindro hueco (ver figura N° 4.7) que sale de la carcasa y seguidamente un vástago macizo (ver figura N° 4.8) que sale del cilindro hueco, todo trabaja con la misma presión y velocidad; estos elementos van protegidos por la carcasa del cilindro; el empuje o la fuerza que es generada por la presión de trabajo va sobre las caras transversales de los pistones que están a los extremos del cilindro hueco y el vástago, además como todo cilindro de doble efecto posee dos entrada de alimentación, las mismas son controladas por válvulas para la ejecución del trabajo.

El cilindro se une a la llave por medio de dos pasadores que le permite movilidad vertical y horizontal en ambos extremos del cilindro, el otro va unido a un botalón (especie de poste corto que esta fijo en el piso del taladro); es de un peso estimado 56 Kg y todas las medidas y planos de este elemento se observa en el anexo B 1.2; el material del cilindro hueco es acero 4140, el del vástago es acero 1015 y el de la carcasa es latón, se alimenta del sistema de aire comprimido del taladro, y la presión de trabajo es de 0.827 MPa (120Psi).



Figura N° 4.7. Cilindro hueco. [Fuente propia]



Figura N° 4.8. Vástago de cilindro neumático de traslación. [Fuente propia]

4.2 ANÁLISIS CAUSA RAÍZ DE LA LLAVE HIDRÁULICA DE ENROSCADO DE TUBERÍA MODELO ZQ203-100II

Cuando se consideran los muchos millones de piezas metálicas que se fabrican y ponen en servicio, no es raro que algunas fallen prematuramente. Simplemente es razonable en la práctica de la ingeniería esperar fallas, sin embargo, aunque el número de las fallas de un componente dado sea pequeño, son importantes ya que afecta directamente la producción, de la misma forma si un componente falla con poco tiempo de uso, la rentabilidad de la operación no sería la mejor.

Es necesario enfocarse en las fallas que ocasionan el problema en el funcionamiento la llave hidráulica, para encontrar esto es necesario obtener las causas que influyen en ello. Se decidió optar por el análisis causa raíz por ser una metodología que permite no solo identificar las fallas, sino que plantea medidas que permiten minimizarla.

Es necesario destacar que no existen historiales de fallas, ya que son equipos con poco tiempo de uso y certificación. Manejando la recopilación de información y con la ayuda de un equipo de trabajo y todas las técnicas de investigación (observación, entrevistas, etc.), se identificaron las fallas y las hipótesis relacionadas a cada falla, seguidamente después de una evaluación general de todas se decide analizar solo aquella que genero la paralización de las operaciones, explicando lo siguiente:

Dentro de las diversas fallas que se observaron en el campo operacional hay que nombrar, el desgaste de las mordazas, desprendimiento de algunas partes y descontrol de los mandos de la llave hidráulica; se tiene que realmente estas no paralizan la operación, al momento se reparan y sus causas son inherentes al proceso del trabajo, por ejemplo el desgaste que ocurre en los dientes de la mordaza es de esperarse por la fricción entre ambos materiales, las temperaturas de trabajo, la suciedad con la que sale la tubería cuando se está sacando del pozo; el desprendimiento de las uniones y el descontrol de los mandos es porque no se ajustan suficientemente fuertes y con el movimiento cuando la llave está trabajando tiende a aflojarse y muchas veces se parten. Después de las entrevistas hechas a los operadores, perforadores y técnicos, su opinión en cuanto a estas fallas fue que no paralizan por completo las operaciones y se reparan de manera fácil y rápido, debido a este estudio de campo se descartaron estas fallas y se enfoco el análisis en la desviación del vástago del cilindro neumático de traslación, esta falla por el contrario paralizó y sacó de operación a las llaves hidráulicas.

4.2.1 Presentación del diagrama del ACR

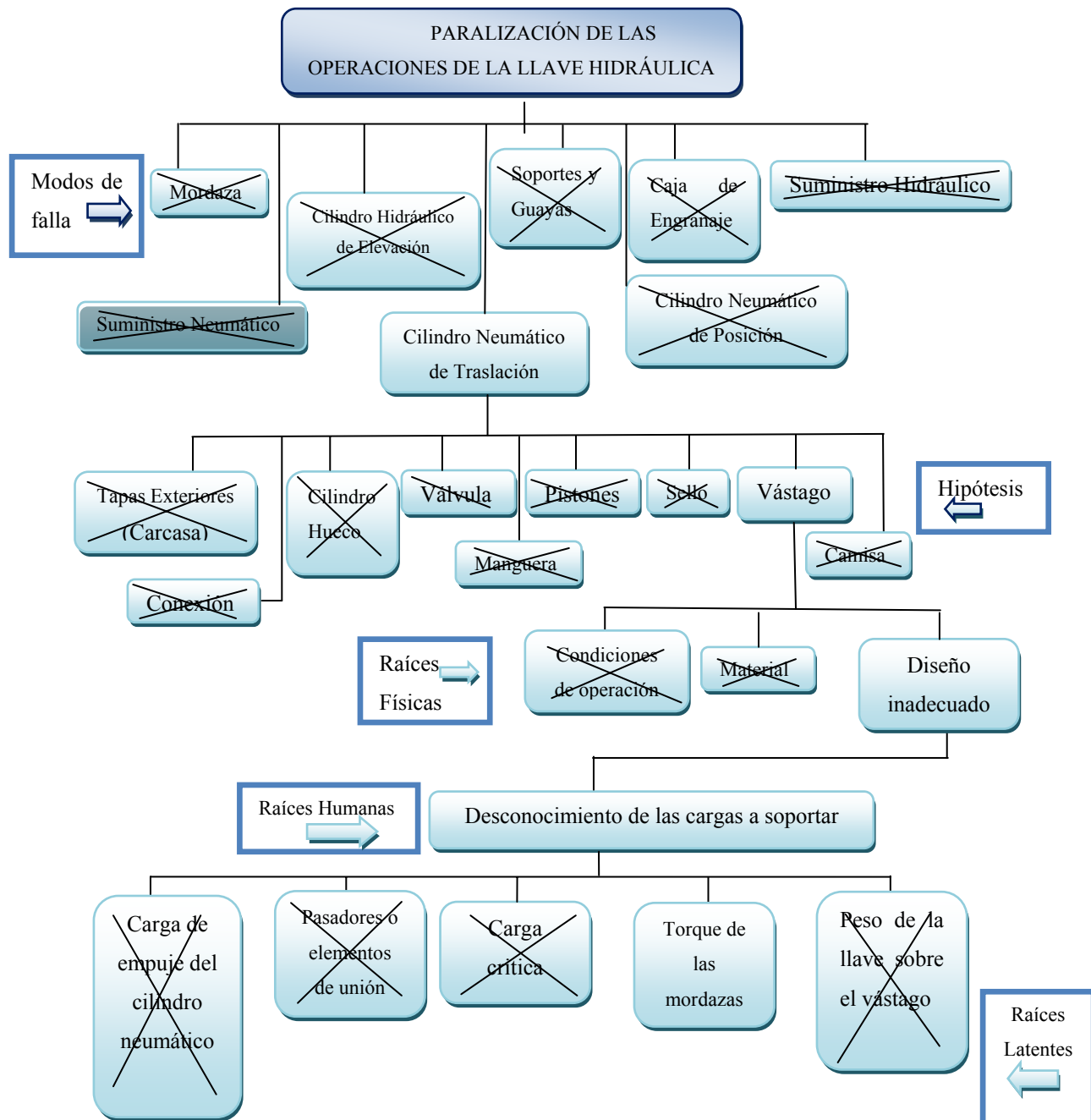


Figura N°4.9. Diagrama ACR. [Fuente propia]

4.2.2 Verificación y descarte de las hipótesis del ACR

Después de una investigación de campo, estando presente en la revisión de la llave hidráulica se encontró que esta sale de operación por la desviación en el vástago del cilindro que la traslada; las demás partes se encontraban en buenas condiciones, este estudio se hizo para un tiempo de trabajo de 1 año (tiempo desde que llega la llave al país, hasta que sale de operación); de esta forma se descartan las demás hipótesis y solo queda para el análisis el cilindro neumático de traslación.

4.2.3 Raíces físicas

4.2.3.1 Material

El material de una pieza mecánica debe cumplir con las características propias para el trabajo a desempeñar, después de la tantas fallas encontradas en los vástagos de los cilindros neumáticos de traslación la gerencia de operación y mantenimiento de taladro estuvo obligada a realizar una evaluación del material a este elemento, esta evaluación cuenta con un ensayo metalográfico, análisis químico y un ensayo de dureza, en el anexo C.1.7 se muestra el estudio hecho, en el mismo se puede apreciar en el análisis químico que es un acero AISI/SAE 1015, este material posee un esfuerzo de fluencia de 313,8 MPa. Este acero según bibliografías citadas no es el más utilizado para este tipo de pieza en las condiciones de trabajo a la cual está sometido, debido a lo mencionado se evaluará el diseño con este material para saber si es capaz de resistir las cargas de trabajo al que está sometido el vástago; por lo explicado aun no se descarta esta raíz física.

4.2.3.2 Diseño inadecuado

Para realizar un diseño de cilindros, se debe tomar en cuenta todas las cargas a las que van a estar sometidos, para designar espesores, diámetros y longitudes con el que serán hechos, de igual forma el material es importante para el diseño. Para el problema que interesa en este trabajo se puede pensar que el vástago (elemento que falló) pudo tener el diámetro muy pequeño en relación con su longitud estando expuesto a grandes cargas, y las fallas son generalmente por esta causa. A continuación se muestran todos los análisis hechos al cilindro neumático de traslación para verificar el diseño del mismo, es importante destacar que se decidió evaluar todo el cilindro, pero la verificación más importante fue la del vástago (elemento que fallo).

4.2.3.2.1 Cálculo del espesor de pared del cilindro hueco y de la carcasa del cilindro neumático de traslación

Se utilizó la teoría de recipientes a presión para este cálculo y los métodos de predicción de falla por carga estática de materiales dúctiles (teoría de máxima distorsión (MSST) y esfuerzo cortante máximo (DET)):

El espesor de pared se calcula para verificar el diseño real de los elementos sometidos a presión interna (la carcasa y el cilindro hueco); se utilizó la siguiente técnica; se hizo factor de seguridad 1(ocurre la falla) y se dejó las ecuaciones en función del radio interno. Las propiedades de los materiales de la carcasa y del cilindro hueco se pueden observar en el anexo A, tabla A.1.4 y A.1.5.

➤ **Cálculo de tipo de pared, delgada o gruesa de recipientes a presión:**

$$\frac{d_i}{t_h} < 40 \quad \text{Ec. 2.14}$$

Se sustituye el diámetro interno de la carcasa y el espesor (calculado por la ecuación N° 4.1) y se evalúa la ecuación N° 2.14:

$$t_h = (d_o - d_i)/2 \quad \text{Ec. 4.1}$$

$$\frac{120}{5} = 24 \quad \text{Ec. 2.14}$$

Es menor a 40, es decir, se utilizarán las ecuaciones de pared gruesa.

Solo actúa sobre el elemento los esfuerzos normales σ_o y σ_r , se consideran las ecuaciones 2.19 y 2.20.

$$\sigma_\theta = \frac{P_i r_i^2 \left(1 - \frac{r_o^2}{r^2}\right)}{r_o^2 - r_i^2} \quad \text{Ec. 2.19}$$

$$\sigma_\theta = \frac{P_i r_i^2 \left(1 + \frac{r_o^2}{r^2}\right)}{r_o^2 - r_i^2} \quad \text{Ec. 2.20}$$

Se sustituyen los valores en las ecuaciones 2.19 y 2.20:

Para la carcasa (ver figura N° 4.10), se tienen los siguientes datos:

- ✚ Presión máxima empleada en el sistema neumático del taladro 0,827 MPa.
- ✚ Radio externo de la carcasa 65 mm.
- ✚ Radio interno de la carcasa 60 mm.
- ✚ Considerando $r = r_i$.
- ✚ Propiedades del material de la carcasa (latón), se pueden observar en la tabla A.1.4 del anexo A.

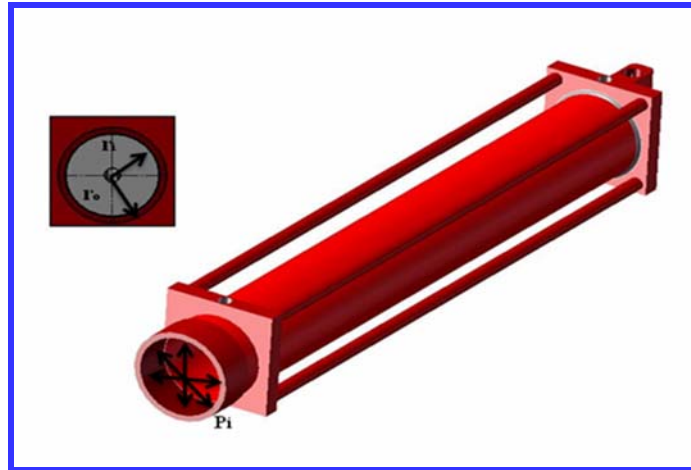


Figura N°4.10. Carcasa del cilindro neumático de traslación. [Fuente: Propia]

$$\sigma_r = \frac{0,827r_i^2 \left(1 - \frac{0,065^2}{r^2}\right)}{0,065^2 - r_i^2} \quad \text{Ec. 2.19}$$

$$\sigma_\theta = \frac{0,827r_i^2 \left(1 + \frac{0,065^2}{r^2}\right)}{0,065^2 - r_i^2} \quad \text{Ec. 2.20}$$

➤ **Cálculo de los espesores:**

A. Dejando las ecuaciones en función del radio interno:

Método MSST, se utiliza la ecuación N° 2.24:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \frac{S_y}{n_s} \quad \text{Ec. 2.24}$$

Sabiendo que $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$ se usa para los esfuerzos principales, siendo σ_1 el esfuerzo tangencial y σ_3 es el esfuerzo radial, el esfuerzo longitudinal es cero. Simplificando las ecuaciones N°2.19 y 2.20, y sustituyendo en 2.24 tenemos:

$$\sigma_1 = \sigma_\theta = \frac{0,827r_i^2 + 3494}{4,225 \times 10^{-3} - r_i^2} \quad \text{Ec. 2.19}$$

$$\sigma_3 = \sigma_r = \frac{0,827r_i^2 - 3494}{4,225 \times 10^{-3} - r_i^2} \quad \text{Ec. 2.20}$$

Sustitución:

$$\frac{0,827r_i^2 + 3494}{4,226 \times 10^{-3} - r_i^2} - \frac{0,827r_i^2 - 3494}{4,225 \times 10^{-3} - r_i^2} = \frac{S_y}{n_s} \quad \text{Ec. 2.24}$$

$$\frac{0,827r_i^2 + 3494}{4,226 \times 10^{-3} - r_i^2} - \frac{0,827r_i^2 - 3494}{4,225 \times 10^{-3} - r_i^2} = \frac{75 \times 10^6}{1} \quad \text{Ec. 2.24}$$

De la ecuación N° 2.24 se despeja r_i .

$$r_i = 64mm$$

Y por la ecuación N° 4.1, el espesor:

$$t_h = 0,065 - 0,064 \quad \text{Ec. 4.1}$$

$$t_h = 1mm$$

Se aplica el segundo método (DET), ecuación 2.25:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} \quad \text{Ec. 2.25}$$

Sabiendo $\sigma_2 = 0$; la ecuación y queda:

$$\sigma_e = \sigma_1 = \sigma_\theta \quad \text{Ec. 2.25}$$

Se sustituye en σ_e :

$$\sigma_e = \frac{0,827 r_i^2 + 3494}{4,225 \times 10^{-3} - r_i^2} \quad \text{Ec. 2.25}$$

Este método dice que la falla ocurre cuando:

$$\sigma_e = \frac{s_y}{n_y} \quad \text{Ec 2.26}$$

Se sustituye esta ecuación N° 2.26 y da:

$$\frac{0,827 r_i^2 + 3494}{4,225 \times 10^{-3} - r_i^2} = \frac{75 \times 10^6}{1} \quad \text{Ec. 2.26}$$

Se despeja r_i de la ecuación 2.26:

$$r_i = 64mm$$

Este resultado se utiliza para calcular el espesor del elemento:

$$t_h = 0,065 - 0,064 \quad \text{Ec. 4.1}$$

$$t_h = 1mm$$

➤ **Se repiten los cálculos para el cilindro hueco (ver figura N°4.11), con sus respectivas características y propiedades :**

🔧 Radio externo del cilindro hueco 50 mm.

🔧 Radio interno del cilindro hueco 37,5 mm.

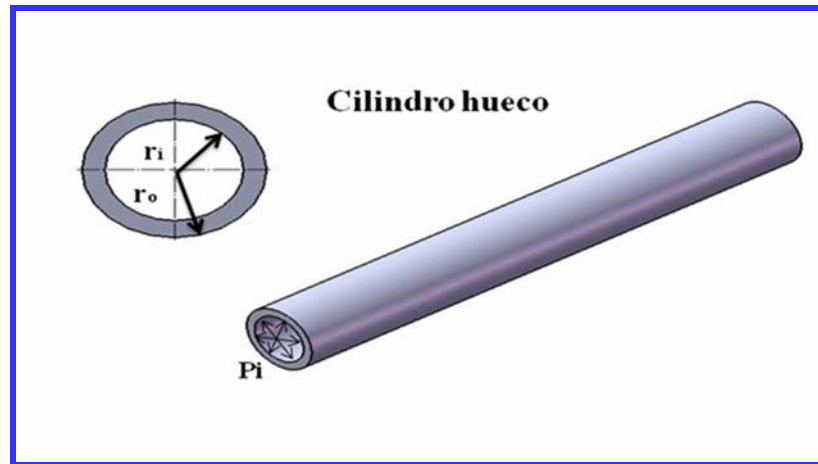


Figura N°4.11. Cilindro hueco del cilindro neumático de traslación. [Fuente: Propia]

Según la ecuación N° 2.16 es un cilindro de pared gruesa, por ende se utilizarán las ecuaciones N° 2.19 y 2.20:

$$\frac{75}{12,5} = 6 \quad \text{Ec. 2.16}$$

Sustituyendo 2.19 y 2.20:

$$\sigma_r = \frac{0,827r_i^2 \left(1 - \frac{0,05^2}{r^2} \right)}{0,05^2 - r_i^2} \quad \text{Ec. 2.19}$$

$$\sigma_\theta = \frac{0,827r_i^2 \left(1 + \frac{0,05^2}{r^2} \right)}{0,05^2 - r_i^2} \quad \text{Ec. 2.20}$$

Dando como resultado para los métodos de predicción de fallas por carga estática lo siguiente, usando las ecuaciones N° 2.24, 2.25 y 2.26:

MSST:

$$r_i = 49mm$$

$$t_h = 1mm$$

DET:

$$r_i = 49mm$$

$$t_h = 1mm$$

Tabla N° 4.4 Resultado de los espesores de los elementos del cilindro neumático de traslación.

Elemento del cilindro neumático de traslado	Tipo de pared	t (mm) (Método MSST)	t (mm) (Método DET)	t (mm) Real
Carcasa	Gruesa	1	1	5
Cilindro hueco	Gruesa	1	1	12,5

Este análisis se basa en la comparación de los espesores de la carcasa y del cilindro hueco, los espesores que se presentan en la tabla N° 4.4 son los calculados por el método MSST y DET, los mismos son comparados con el espesor real de cada elemento, este procedimiento fue hecho para saber cuál sería el espesor mínimo para el cual fallan el cilindro hueco y la carcasa a la presión de máxima del sistema neumático del taladro (120 Psi), los resultados de los espesores obtenidos cuando n_s

es 1, es decir, cuando el factor de seguridad dice que ocurre la falla, dan mucho menor a los espesores reales para cada elemento con dos métodos de evaluación de carga estática (MSST y DET). Estos resultados dicen que la selección del espesor real para el cual fueron hechos el cilindro hueco y la carcasa cumple con diseño que soportara la carga de trabajo.

4.2.3.2.3 Cálculo de la fuerza de empuje del cilindro neumático de traslación.

Para el cálculo de la fuerza de empuje de un cilindro se utiliza la ecuación N°2.2.

$$F = D^2 \frac{\pi}{4} P \quad \text{Ec. 2.2}$$

Donde:

D= Diámetro del pistón.

P= Presión máxima del sistema neumático del taladro.

Se consideran dos fuerzas, debido a que es un cilindro especial de doble carrera; son dos secciones que se llamaran sección I (carcasa-pistón grande) y (cilindro hueco-pistón pequeño).

➤ Sección I (ver figura N° 4.12):

$D_1 = 0,12 \text{ m.}$

$P = 0,827 \text{ MPa.}$

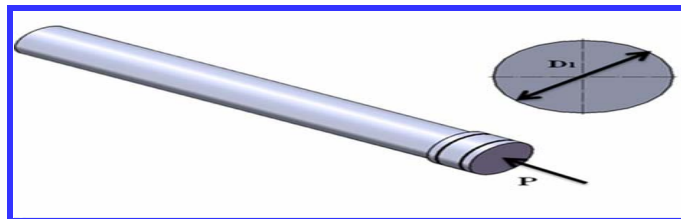


Figura N°4.12. Sección I, carcasa-pistón grande. [Fuente: Propia]

Se sustituye la ecuación N° 2.2:

$$F_1 = 0,12^2 \times \left(\frac{\pi}{4} 0,827 \times 10^6 \right) \quad \text{Ec. 2.2}$$

$$F_1 = 9353,1496N$$

➤ **Sección II (ver figura N°4.13):**

$$D_2 = 0,075 \text{ m.}$$

$$P = 0,827 \text{ MPa.}$$

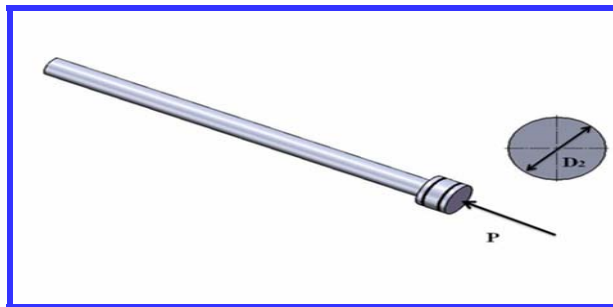


Figura N°4.13. Sección II, cilindro hueco-pistón pequeño. [Fuente: Propia]

$$F_2 = 0,075^2 \times \left(\frac{\pi}{4} 0,827 \times 10^6 \right) \quad \text{Ec. 2.2}$$

$$F_2 = 3653,5411N$$

La fuerza total de empuje del cilindro viene dada por la suma de la F_1 y F_2 , ecuación 4.2:

$$F = F_1 + F_2 \quad \text{Ec. 4.2}$$

Se sustituye la ecuación 4.2:

$$F = 13006,72 N$$

Esta fuerza es la que soporta todo el cilindro para empujar la llave hasta el sitio donde se requiere (la cabeza del pozo), la fuerza para retroceder es menor, ya que el área donde actúa es más pequeña, no se calculó porque solo se consideró la peor condición, es decir, cuando actúan las fuerzas de mayor magnitud.

4.2.3.2.4 Cálculo del peso de la carcasa y del cilindro hueco con una dirección de 79° con respecto a la vertical (ver figura N°4.14).

Peso de la carcasa = $P_2 = 18 \text{ Kg}$.

Peso del cilindro hueco = $P_1 = 25 \text{ Kg}$.

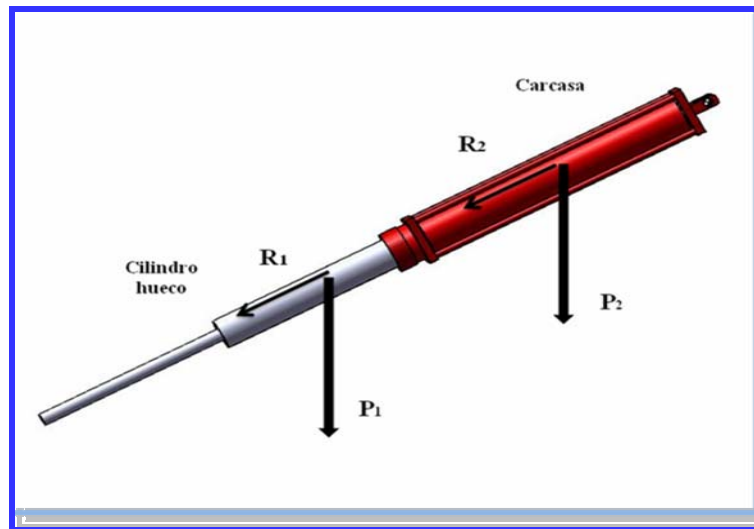


Figura N°4.14. Cilindro neumático de traslación completamente estirado.

[Fuente: Propia]

Se convierten los pesos en fuerzas verticales multiplicándolos por la gravedad y queda:

$$P_2 = 18 \times 9,81 = 176,58N \quad \text{Ec. 4.3}$$

$$P_1 = 25 \times 9,81 = 245,25N \quad \text{Ec. 4.4}$$

Por trigonometría se encuentra el valor de las fuerzas en la dirección requerida (ver figura N°4.15):

$$\text{Cos}\theta = \frac{C_a}{H} \quad \text{Ec. 4.5}$$

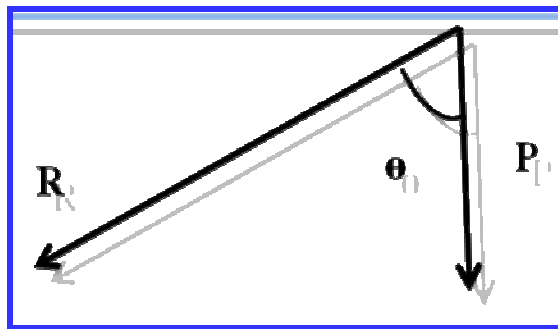


Figura N°4.15. Dirección de las fuerzas. [Fuente: Propia]

Se sustituye la ecuación 4.2.5 para cada caso:

$$H = R_2 = R_1$$

$$C_a = P_2 = P_1$$

$$R_2 = 434,14N$$

$$R_1 = 602,97N$$

Estos dos valores son las reacciones del peso del cilindro neumático hueco y de la carcasa, en la misma dirección del cilindro neumático de traslación cuando la

llave está por encima de la horizontal con una inclinación de 11° con respecto a esta y 79° con respecto a la vertical; estas fuerzas actúan sobre el vástago en su peor condición.

4.2.3.2.5 Cálculo de la carga de la llave sobre el vástago del cilindro neumático de traslación

Antes de comenzar estos cálculos se debe explicar que el cilindro neumático de traslación desempeña únicamente la función de mover la llave horizontalmente hasta la cabeza del pozo donde se van a introducir las tuberías para que ésta las enrosque; seguidamente la misma se nivela a cierta altura por la ejecución de otro cilindro hidráulico que también la compone, este paso se basa en la posibilidad de que en algún momento el cilindro neumático de traslación pudo haber soportado el peso de la llave por error en la manipulación de los mandos o controles de la misma; este se considera una condición crítica a la que pudo estar sometido el vástago del cilindro neumático de traslación, más ya se dijo que su diseño no abarca esto, se desea con este cálculo verificar o descartar si la falla se presentó por esta causa.

Peso total de la llave hidráulica = 1500 Kg.

Distribución de los pesos con los componentes de la llave a excepción del cilindro neumático de traslación (ver figura N° 4.16):

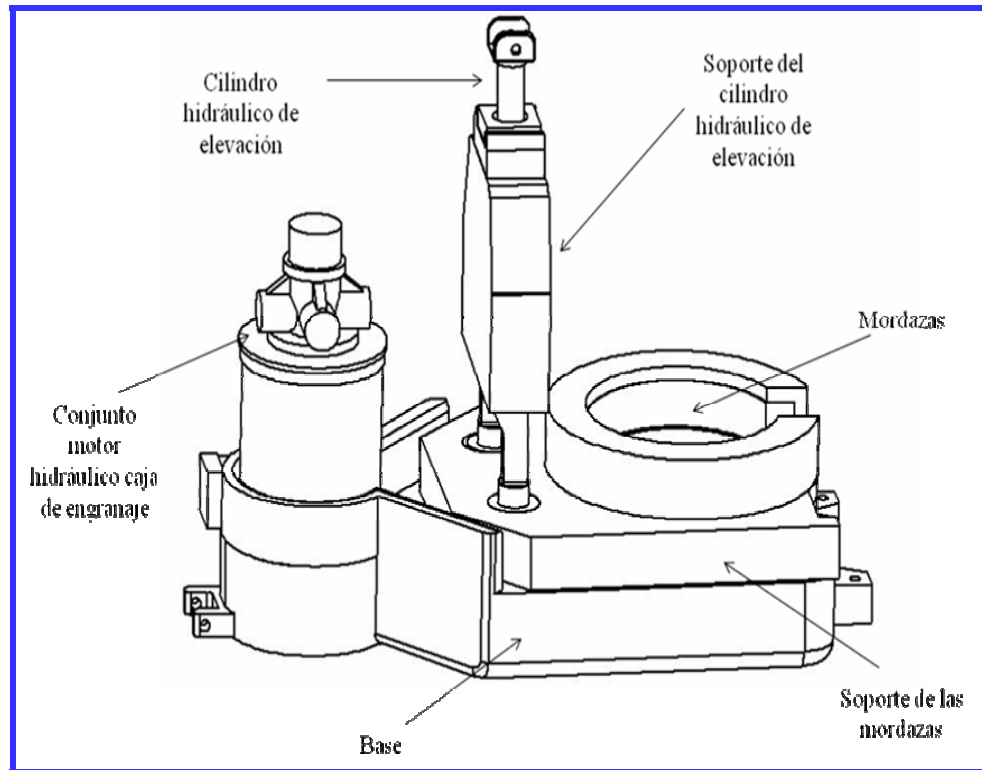


Figura N°4.16. Componentes de la llave hidráulica. [Fuente: Propia]

Peso de las mordazas = 802 Kg.

Peso de la caja de engranajes más el motor hidráulico = 456 Kg.

Peso del soporte del cilindro hidráulico de elevación = 67 Kg.

Peso del soporte de las mordazas = 77 Kg.

Con la distribución de estos pesos, se idealiza la llave (sin el cilindro neumático de traslación) como una viga, colocando el peso de todos los elementos como cargas distribuidas que abarcan la distancia real que tiene cada uno; además se le suma la tensión que provoca el cilindro hidráulico de elevación cuando este sostiene la llave.

- **Cálculo de la tensión que genera el cilindro hidráulico de elevación (ver figura N°4.17):**

Para este cálculo se utilizó la ecuación N° 2.3; es decir, la fuerza de empuje del cilindro hidráulico, para mantener la llave a cierta altura.

$$T = D^2 \frac{\pi}{4} P \quad \text{Ec. 2.2}$$

$$P = 3,45 \text{MPa.}$$

$$D = 0,1 \text{ m}$$

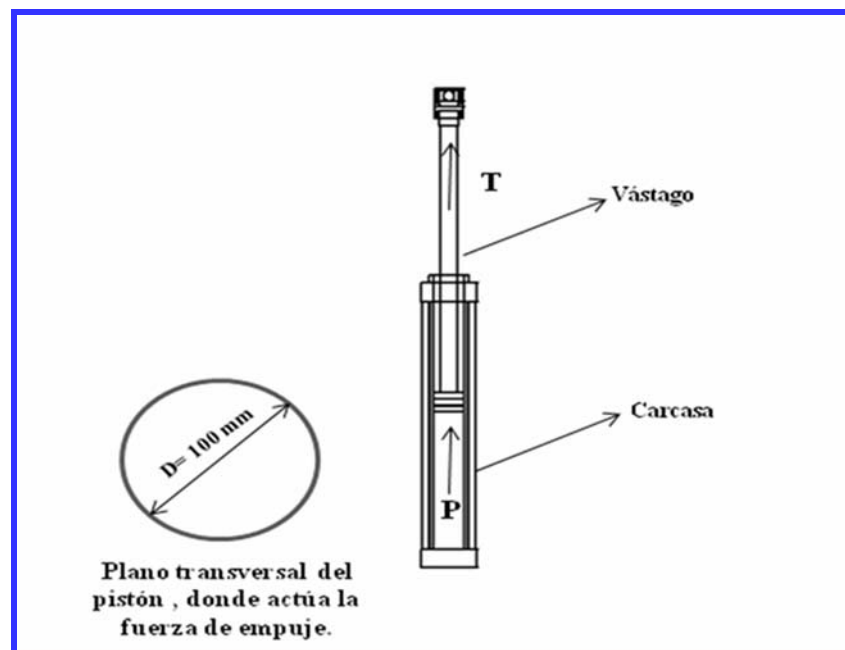


Figura N°4.17. Cilindro hidráulico de elevación. [Fuente: Propia]

Se sustituye la ecuación N° 2.2:

$$T = 27096,231 \text{ N}$$

Se idealizan la llave como una viga con sus respectivas cargas (ver figura N°4.18):

F_1 = Carga de la caja de engranaje más el motor hidráulico.

F_2 = Carga del soporte del cilindro hidráulico.

F_3 = Carga de las mordazas.

F_4 = Carga del soporte de las mordazas.

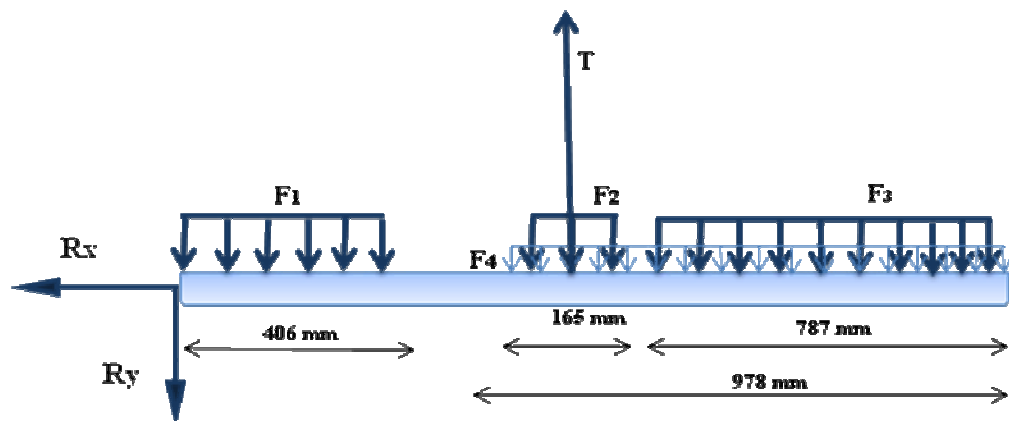


Figura N°4.18. Viga con todas las cargas. [Fuente: Propia]

Cada carga se multiplica por la gravedad y por la distancia que ocupa para obtener las fuerzas en la dirección vertical.

$$F_1 = 456 \times 9,81 \times 0,406 = 1816,18N \quad \text{Ec. 4.6}$$

$$F_2 = 108,45N$$

$$F_3 = 6191,82N$$

$$F_4 = 738,75N$$

El sentido de las cargas es hacia abajo en dirección vertical por lo tanto en la ecuación de equilibrio (Nº 4.7) se escriben con signo negativo, y la tensión del cilindro hidráulico va en sentido positivo de la misma dirección.

$$\sum F_{uerzas} = 0 \quad \text{Ec. 4.7}$$

Equilibrio en la dirección vertical “Y”.

Se sustituyen las cargas que van en la misma dirección vertical y queda como incógnita la reacción en el punto de unión de la llave hidráulica con el cilindro neumático de traslado.

$$-F_1 - F_2 - F_3 - F_4 + T - R_y = 0 \quad \text{Ec. 4.7}$$

Se despeja R_y .

$$R_y = 18240,8N$$

No se muestra el equilibrio en la dirección horizontal, porque no hace falta, con el equilibrio en la dirección horizontal, se puede calcular la reacción que se requiere.

Se calcula la fuerza en la dirección paralela al cilindro neumático de traslación (a 79° con la vertical) por trigonometría (Ec. Nº 4.5); esta es la condición crítica (ver figura Nº 4.19).

$$R = \frac{18240,8}{\cos 66} \quad \text{Ec. 4.5}$$

$$R = 44845,71N$$

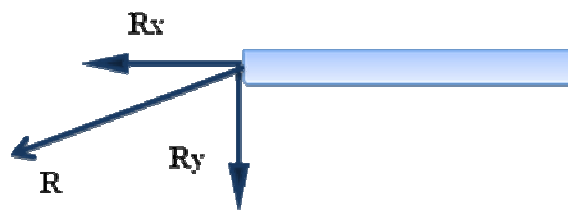


Figura N°4.19. Reacciones en el extremo de la viga. [Fuente: Propia]

R es el valor de la carga que le generaría la llave hidráulica al cilindro neumático de traslación, dado el caso que en algún momento el peso de la llave fuese soportado por el, esta es una condición crítica que se evalúa para saber si en este caso el vástago con su diseño de fabrica hubiese sido capaz de soportar esta carga.

4.2.3.2.6 Cálculo del tipo de columna para el vástago del cilindro neumático de traslación.

El tipo de columna se va a determinar por las ecuaciones de esbeltez. Se va analizar el vástago para conocer la carga crítica, pero antes se debe evaluar el tipo de columna para aplicar el criterio indicado, ya se explico que el material del vástago es AISI 1015 y las propiedades más importantes se muestran en el anexo A.1.15.

➤ Cálculo de la esbeltez:

Se utilizarán las ecuaciones N° 2.12 y 2.14:

$$\lambda = \frac{L_e}{r_g} = \frac{KL}{r_g} \quad \text{Ec. 2.10}$$

$$C_c = \sqrt{2\pi^2 E / S_y} \quad \text{Ec. 2.12}$$

E = 207 GPa (anexo A.1.15).

$S_y = 313,8 \text{ MPa}$ (anexo A.1.15).

$L = 0,750 \text{ m}$.

$D = 0,04 \text{ m}$.

L_e = longitud efectiva, caso empotrado-articulado (ver figura 4.20).

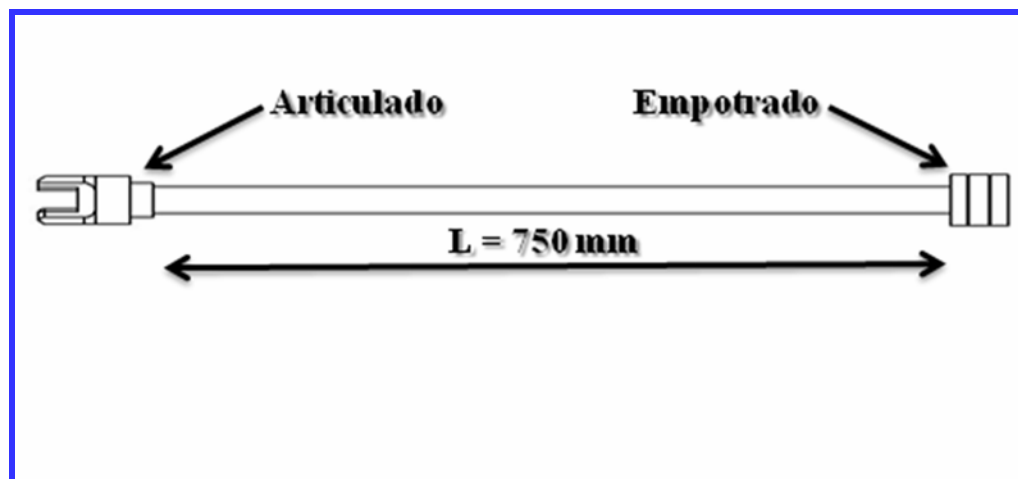


Figura N°4.20. Condiciones de extremos del vástago del cilindro neumático de traslación. [Fuente: Propia]

$$L_e = 0,7 \times 0,750m \quad \text{Ec. 2.9}$$

$$L_e = 0,525m$$

r_g = Radio de giro dado por la geometría de la cara transversal del vástago (ecuación N° 2.11).

$$r_g = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad \text{Ec. 2.11}$$

I = Inercia de área circular sólida, ecuación N° 4.7.

$$I = \frac{\pi D^4}{64} \quad \text{Ec. 4.8}$$

$$I = 1,2566 \times 10^{-7} m^4$$

A = Área circular solida, ecuación N° 4.9.

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 \quad \text{Ec. 4.9}$$

$$A = 1,26 \times 10^{-3} m^2$$

Se sustituye la ecuación 2.11, y se obtiene el radio de giro:

$$r_g = 9,9865 \times 10^{-3} m$$

Se compara la esbeltez sustituyendo las ecuaciones 2.12 y 2.14:

$$\lambda = 60,49$$

$$C_c = 114,11$$

Si $\lambda < C_c$ se considera columnas cortas, utilizándose la teoría de Johnson.

Si $\lambda \geq C_c$ se considera columnas largas, utilizándose la ecuación de Euler.

Como $\lambda < C_c$ se utiliza Johnson, columna corta.

4.2.3.2.7 Cálculo de la carga crítica de Johnson

$$P_b = A \times S_y \left[1 - \frac{S_y \left(\frac{KL}{r} \right)^2}{4\pi^2 E} \right] \quad \text{Ec. 2.8}$$

Como se conocen todas las variables se sustituyen en la ecuación 2.8:

$$P_b = \frac{\pi}{4} d^2 \times 313,8 \times 10^6 \left[1 - \frac{313,8 \times 10^6 \left(\frac{0,7 \times 0,75}{9,986 \times 10^{-3}} \right)^2}{4\pi^2 207 \times 10^9} \right] \quad \text{Ec. 2.8}$$

$$P_b = 393898,944N$$

P_b es la carga crítica de Johnson para el vástago, cualquier valor superior a este hará que el elemento falle.

4.2.3.2.8 Carga sobre el vástago que genera la acción del torque de las mordazas

Después que la llave es posicionada en el centro del piso del taladro (planchada), comienza a enroscar tuberías, en este momento el cilindro neumático de traslación está completamente estirado e inclinado, ya que el cilindro hidráulico de elevación ha adoptado una altura máxima para ajustar la unión. Las mordazas aplican un torque máximo, en este momento la llave tiende a moverse hacia los lados, este efecto es transmitido a los elementos que sostienen a la llave como es el cilindro neumático de traslación y le ocasiona un momento flector a lo largo de la longitud del cilindro completo, siendo acentuada en la parte más delgada del mismo (el vástago), en la figura N° 4.21 se observa un bosquejo de lo que se acaba de explicar.

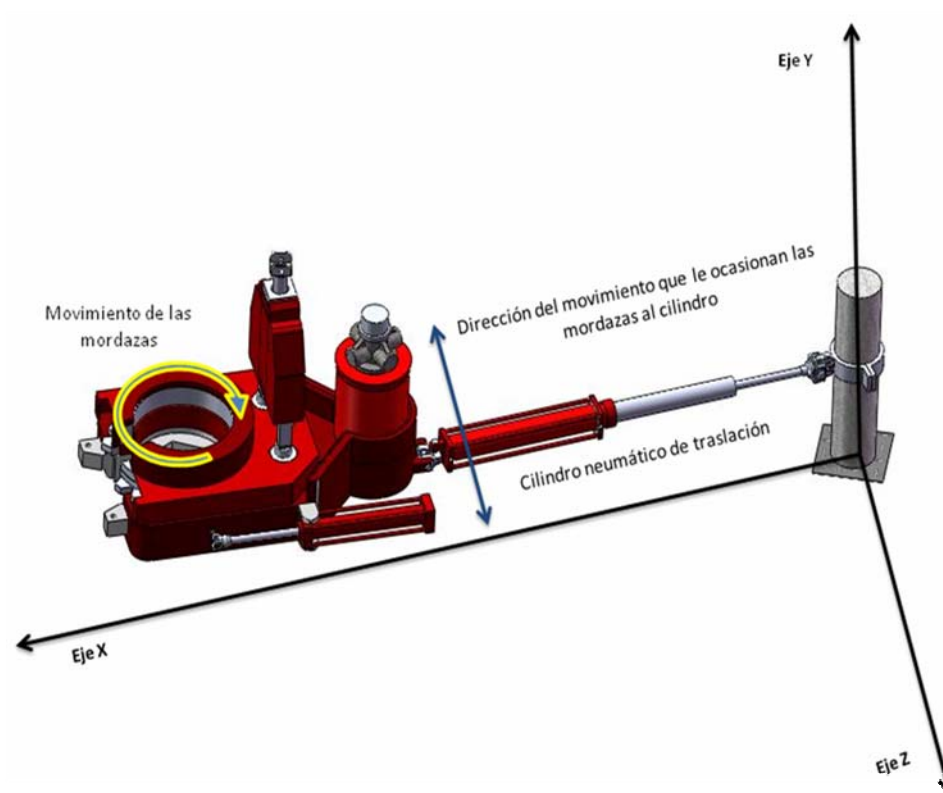


Figura N°4.21. Dirección del movimiento que le ocasionan las mordazas al vástago.

[Fuente: Propia]

Sabiendo que es un momento flector se procede hacer el análisis estático, teniendo el valor del torque máximo aplicado, se calcula primero el valor del momento flector creado por el torque, para ser comparado con el límite de fatiga del elemento ya que está sometido a una carga repetitiva no fluctuante que no varía en su valor.

En primer lugar se presenta un diagrama de cuerpo libre del elemento sometido flexión, junto con las cargas y el momento máximo que es transmitido al mismo.

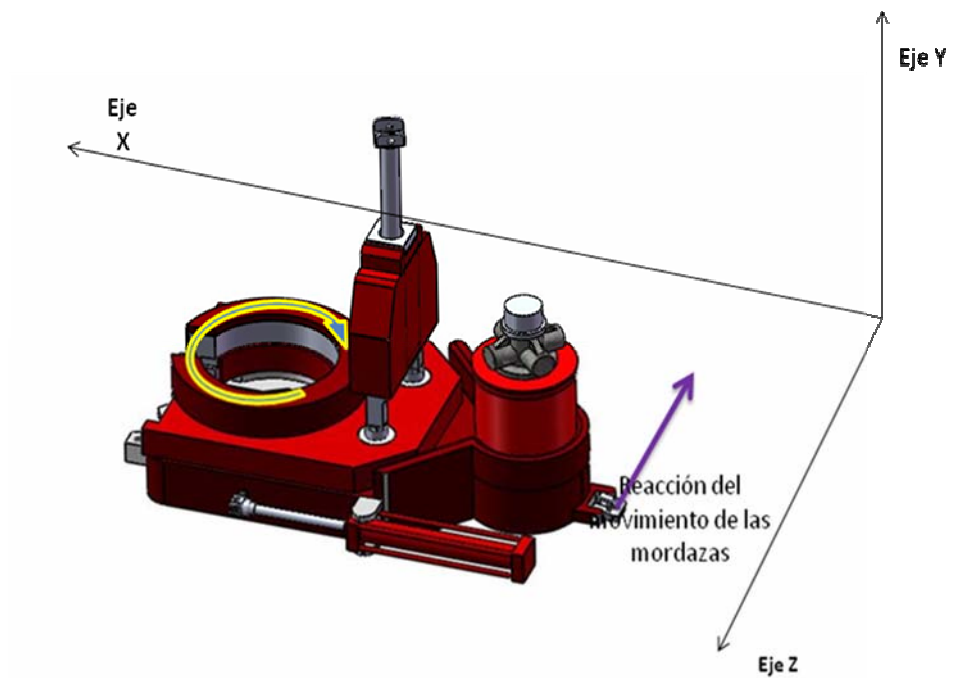


Figura N°4.22.Reacción del movimiento que le ocasionan las mordazas al vástago.

[Fuente: Propia]

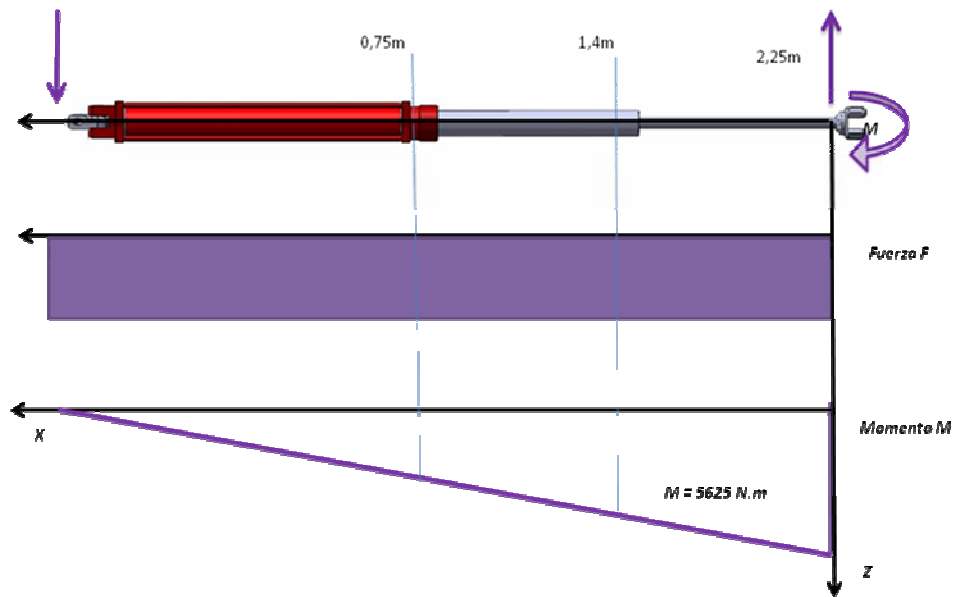


Figura N°4.23. Diagrama del cilindro neumático de traslación.

[Fuente: Propia]

Conocido el torque máximo se calcula la fuerza que ocasiona el movimiento del vástago, con la siguiente ecuación:

$$T = F \times d \quad \text{Ec. 4.11}$$

Se despeja la fuerza:

$$F = \frac{T}{d}$$

Donde:

$$T = 10000 \text{ N.m}$$

$$d = 0,4 \text{ m}$$

$$F = 25000 \text{ N}$$

Esta fuerza es constante a lo largo del cilindro neumático de traslación, el valor del momento máximo se obtiene del diagrama momento flector presentado anteriormente. El momento flector máximo se calcula por la siguiente ecuación:

$$M = F \times L \quad \text{Ec. 4.11}$$

Donde:

$$F = 25000 \text{ N}$$

$$d = 2,25 \text{ m}$$

$$M = 56250 \text{ Nm}$$

Con este valor de momento se va a evaluar el diámetro del vástago, para conocer si este efecto puede hacer que el mismo se doble o falle como realmente ocurrió. Este valor será calculado comparando el límite de fatiga del vástago con el momento flector, ya que el efecto creado por las mordazas ocasiona fatiga en la pieza con una carga constante, debido a la carga repetitiva no fluctuante. Se presenta la siguiente ecuación:

$$S_e = K_f K_s K_r K_t K_m S'_e \quad \text{Ec. 2.37}$$

Donde:

$$K_f = 1, \text{ ver anexo A.1.8.}$$

$$K_s = 1,41.$$

$$K_r = 1, \text{ ver anexo A.1.9.}$$

$$K_t = 1.$$

$$K_m = 1.$$

S'_e = Límite a la fatiga del aparato experimental bajo condiciones ideales, Pa, y se calcula por la siguiente aproximación:

$$S'_e = 0,5S_u$$

S_u = esfuerzo último del material de la pieza dañada, en el anexo A.1.15 se puede observar este valor, $420,7 \times 10^6$ Pa.

$$S'_e = 210 \times 10^6 Pa$$

$$S_e = 296100000 Pa$$

4.2.3.2.8 Verificación de la elección del diámetro del vástago

Esta verificación se va hacer de tres formas, utilizando cuatro cargas distintas:

- ✚ La carga verdadera de trabajo del cilindro neumático de traslación.
- ✚ La carga que ejerce la llave hidráulica más el peso de parte del cilindro neumático de traslación sobre el vástago.
- ✚ La carga crítica de Johnson calculada para el vástago.
- ✚ El momento flector que genera la acción del torque de las mordazas sobre el vástago.

Se va a evaluar el diámetro del vástago para saber si es capaz de soportar estas cargas sin fallar, (evaluación del diseño). El procedimiento es suponiendo un factor de seguridad igual a uno (1), es decir en el peor de los casos, cuando ocurre la falla.

El factor de seguridad está dado por la ecuación N° 2.22 del capítulo II.

$$n_s = \frac{\sigma_y}{\sigma_{adm}} \quad \text{Ec. 2.22}$$

Si se hace el $n_s = 1$ se iguala la carga última y la carga admisible. La carga última para el material acero AISI/SAE 1015 (Verificación del material se puede observar en el certificado del ensayo metalográfico practicado por la empresa, en el anexo C.1.7); la fuente que la proporcionó acota que para materiales dúctiles la carga última de compresión se considera equivalente al de tracción; y la carga admisible está dada por la ecuación N° 4.10.

$$\sigma_{adm} = \frac{F_t}{A} \quad \text{Ec. 4.10}$$

F_t = La carga a la que fue sometido el vástago, dependiendo del caso de estudio.

A = Área de la sección transversal del vástago (ecuación 4.9).

Resistencia de fluencia $\sigma_y = 313,8$ MPa.

➤ I caso:

$$F_t = 13006,72\text{N.}$$

Se deja la ecuación 2.24 en función del diámetro, siendo n_s 1:

$$D^2 = \frac{F_t}{\frac{\pi}{4} \times \sigma_y} \quad \text{Ec. 2.24}$$

$$D = 7,26\text{mm}$$

El procedimiento se repite para los demás casos:

➤ II caso:

$$F_t = 45883,82\text{N.}$$

$$D = 13,64\text{mm}$$

➤ III caso:


$$F_t = 393898,94\text{N.}$$

$$D = 39\text{mm}$$

Tabla N° 4.6 Resultado del diámetro calculado para las distintas fuerzas a la que está sometido el vástago del cilindro neumático de traslación.

Tipo de carga	Carga (N)	Diámetro calculado (mm)
Empuje del cilindro de traslación	13006,72	7,26
Reacción que ocasiona la llave contra el cilindro de traslación	44845,71	13,64
Johnson	393898,944	39

En la tabla N° 4.6, se presentan los resultados de los diámetros del vástago del cilindro neumático de traslación para tres cargas distintas, para el trabajo que desempeña como tal este cilindro al empujar la llave hasta la cabeza del pozo, la reacción que tiene el vástago contra la llave dado el caso que tuviese que soportar su peso (condición muy crítica) y la carga de Johnson que es la carga máxima que puede soportar el vástago al considerarlo un elemento sometido a compresión. Estos diámetros se van haciendo más grande a medida que el valor de las cargas es más grande; pero ninguno de los valores de las cargas necesitan diámetros mayor al que realmente tiene el vástago, por ende el valor escogido para este es suficiente para resistir todas estas cargas; la que más se acerca es la crítica pero aun así fue diseñado sobre ese valor.

-  Análisis de la carga que ejerce el movimiento de las mordazas al cilindro neumático de traslación.

Esta carga realmente es un momento flector que se genera a lo largo de la longitud del vástago cuando la llave esta proporcionándole el torque a la tubería. Como se explico con anterioridad la llave tiene dos grupos de mordazas, un grupo inferior que se encarga de mantener fija la tubería y una superior que se encarga de proporcionar el torque a la tubería que se está uniendo. Al aplicar el máximo torque la llave tiende a moverse hacia los lados y este movimiento afecta al elemento más delgado q sostiene la llave como es el vástago.

La verificación del diámetro se hace relacionando el límite de la fatiga con la ecuación del momento flector haciendo el factor de seguridad 1.

$$n_s = \frac{S_e}{\sigma} \quad \text{Ec. 4.11}$$

$$\sigma = \frac{M \times c}{I} \quad \text{Ec. 4.12}$$

Donde:

I = Momento de inercia de la sección transversal del elemento que flecta (círculo), m⁴.

C = Es la fibra más alejada medida desde el centro de gravedad de la sección transversal, m.

$$I = \frac{\pi}{64} D^4 \quad \text{Ec. 4.8}$$

$$D^4 = \frac{M \times c}{S_e \pi / 64}$$

$$D = 47mm$$

Observando el último resultado se puede notar que el diámetro del vástago no es suficiente para soportar uno de los movimientos de la llave, el mismo no se puede disminuir o evitar ya que la llave está obligada hacerlo, por ende se puede decir que el diseño del vástago no es completamente confiable, ya que no está dispuesto a soportar este último movimiento. De este modo esta raíz se considera como una posible causa de la falla.

4.2.3.2.9 Cálculo de los soportes

Se deben evaluar los soportes para comprobar si están bien diseñados, en cuanto al diámetro de ellos. El procedimiento es muy similar al anterior, se supondrá el factor de seguridad 1, y se evaluarán para la carga de trabajo del cilindro neumático de traslación y para la carga de la llave hidráulica contra ellos, suponiendo la condición crítica que se explico con anterioridad. El material de los soportes es acero 1020 y las propiedades se pueden ver en el anexo A, tabla A.3.

Los soportes están sometidos a cargas cortantes, se van a evaluar los dos casos en el momento en que el cilindro esta a 11° con la horizontal o 79° con la vertical (ver figura N°4.21); son dos soportes de unión a través de platinas hacen la unión del cilindro neumático de traslación con la llave hidráulica, están perpendiculares uno con el otro, el primero sometido a una carga cortante doble, y el segundo a cortante cuádruple; la ecuación del esfuerzo cortante es la número 2.33.

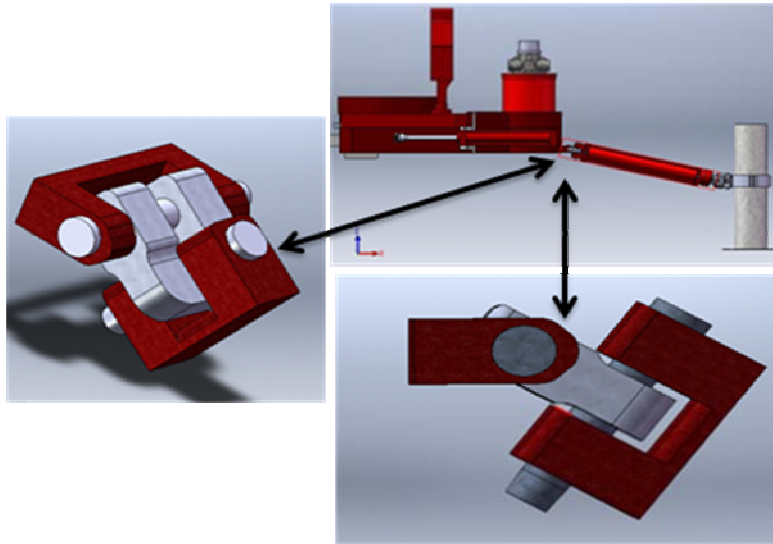


Figura N°4.24. Ubicación de los pasadores de unión entre el cilindro neumático de traslación y la llave hidráulica. [Fuente: Propia]

$$\tau_{prom} = \frac{P}{A} \quad \text{Ec. 2.33}$$

Donde :

$P = F_c = F_d$ = Fuerza que se ejerce sobre los pasadores.

A = Área de la sección transversal de los pasadores.

τ_u = Esfuerzo cortante último.

- El esfuerzo cortante último se estima por la fluencia y esta dado por la siguiente relación:

$$\tau_u = S_{us} = 0,5S_y \quad \text{Ec. 4.13}$$

$S_y = 295 \text{ MPa}$.

$$\tau_u = 147,5 \text{ MPa}$$

➤ **Pasador 1:**

De la ecuación 2.24 se hace n_s 1, quedando igualados el esfuerzo cortante último y el esfuerzo admisible de dicha ecuación, se deja como incógnita el diámetro, sabiendo que la fuerza se va a dividir entre 2 por la condición de cortante doble (ver figura N°4.25):

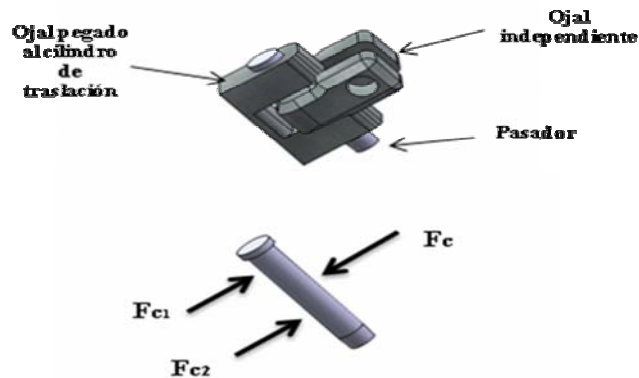


Figura N°4.25. Fuerzas que actúan en el pasador 1. [Fuente: Propia]

$$F_c = 13006,72 \text{ N.}$$

$$F_{c1} = F_{c2} = 1/2 (F_c)$$

$$1 = \frac{\tau_u}{\tau_{adm}} \quad \text{Ec. 2.24}$$

$$\frac{F_c/2}{\pi/4 D^2} = \tau_u \quad \text{Ec. 2.24}$$

De despeja D de la ecuación 2.24c:

$$D = 7,49 \times 10^{-3} \text{ m}$$

➤ **Pasador 2:**

Para este pasador se hace un procedimiento muy parecido, solo que es cuádruple (ver figura N°4.26):

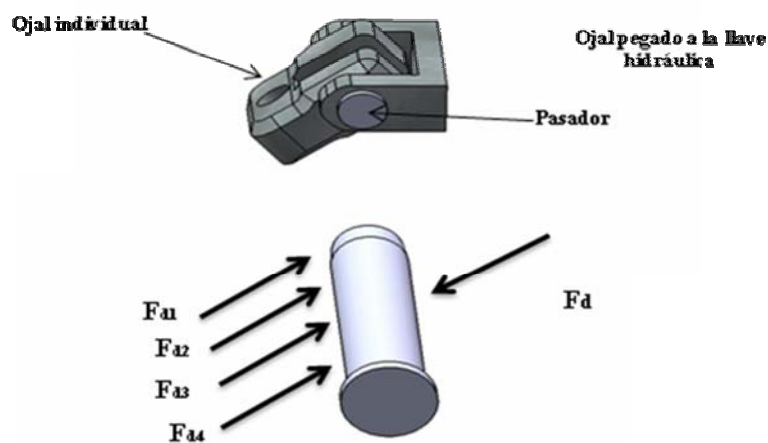


Figura N°4.26. Fuerzas que actúan en el pasador 2. [Fuente: Propia]

Se sustituyen los valores de la ecuación 2.24 con n_s igual a 1 y F_d dividido cuatro veces y se tiene:

$$D = 5,29 \times 10^{-3} m$$

Se repite exactamente el procedimiento para ambos pasadores, pero variando la fuerza de trabajo de 13006,72N por la de 44846,71N, fuerza equivalente a la carga proporcionada de la llave hidráulica sobre el cilindro neumático de traslación.

➤ **Pasador 1:**

$$D = 0,0139m$$

➤ **Pasador 2:**

$$D = 9,83 \times 10^{-3} m$$

Tabla N° 4.7 Resultado de los diámetros de los pasadores.

Pasador	Carga de empuje del cilindro de traslado (N)	Carga de la llave (N)	Diámetro con la carga de empuje del cilindro de traslado (mm)	Diámetro con la carga de la llave (mm)
1	6503,36	22423,35	7,49	13,9
2	3251,68	11211,67	5,29	9,83

En la tabla N° 4.7 se muestran los valores de los diámetros mínimos para los cuales pueden fallar los pasadores al aplicarle las cargas evaluadas (carga de empuje del cilindro neumático de traslación y la carga de la llave condición más crítica supuesta), estos valores están muy por debajo del diámetro real de los pasadores (1 1/2") 0,038m. Lo que quiere decir que estos pasadores no fallarán por causa de las cargas evaluadas.

Con todas las verificaciones hechas al cilindro neumático de traslación (pasadores, vástago, etc.), utilizando teorías de mecánica de materiales y elementos de máquina, se pudo corroborar que este componente de la llave cuenta con un buen diseño de fabrica, por ende se descarta esta raíz como causa de la falla en el vástago y que por tanto fuese sacada de operación la llave hidráulica de enroscado de tubería.

4.2.3.3 Condiciones de Operación

Aquí se considera la mala ejecución de los procedimientos de operación. Es la raíz física restante y tiene que ver con la mala ejecución de los procedimientos de trabajo, como pudieron ser mal ensamblaje de la llave, inexistencia de señalización en la llave, ninguna aplicación de la normas existentes en la empresa, impacto sobre el vástago y trabajo no asociado al cilindro neumático de traslación. Esta raíz se evaluó de forma cualitativa, con visitas al lugar de trabajo, entrevistas al personal, y la observación directa en el momento de ejecución de la llave. De esta raíz nada de lo planteado aporta peso a la falla, pero no dejar de ser un punto importante lo siguiente:

1. El personal que labora directamente la llave desconoce las normas de trabajo.
2. No cuentan con un entrenamiento propio que los acerque más a un desarrollo tecnológico.
3. No existe supervisión en el piso del taladro.

Se acota esto ya que si no se le da importancia a estos puntos los mismos operadores pueden dañar los equipos que manejan. Esta raíz en comparación con las antes evaluadas no resulta ser la razón de la falla así que se puede descartar, sin dejar de tomar en cuenta lo antes mencionado.

4.3 EVALUACIÓN DE LOS PARÁMETROS Y FUNCIONAMIENTO DE LA LLAVE EN ESTUDIO, CON OTRA LLAVE DE DISTINTO FABRICANTE

La llave escogida es de fabricación americana marca HAWKJAW y su modelo es 100K-2GSR (ver figura N° 4.26), es de fabricante americano de diseño simple, tiene un tiempo de trabajo de 12 segundos o menos para enroscar la tubería, es ajustable, no hay necesidad de separar las mordazas, su diseño modular permite que

la unidad se mantenga en la plataforma del piso y contiene un cilindro hidráulico que acciona una de las mordazas para que sostenga la tubería.

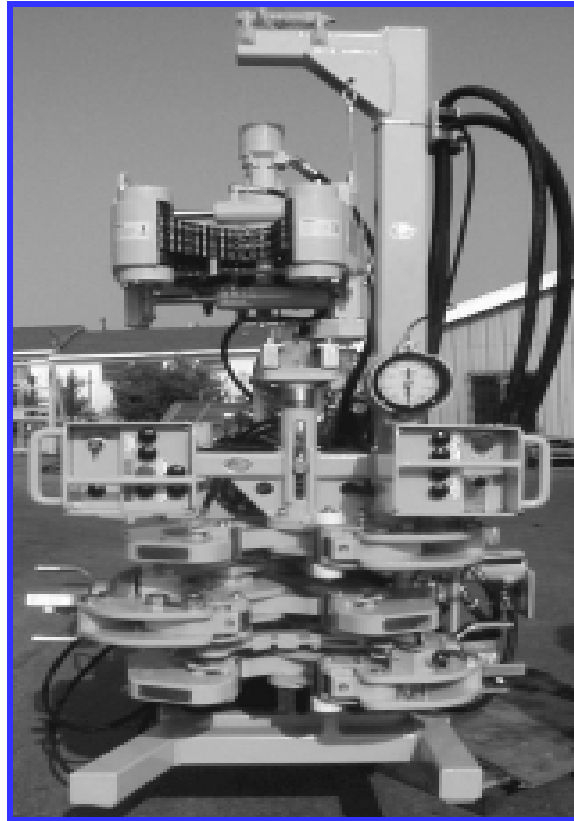


Figura N°4.27. Llave hidráulica HAWKJAW. [Fuente: 20]

4.3.1 Características de la llave HAWKJAW

4.3.1.1 Sistemas que utiliza {
Sistema neumático
Sistema hidráulico

4.3.1.2 Parámetros

En cuanto a la velocidad, se trabaja solo con una velocidad.

El torque es transmitido a través de una de las mordazas.

4.3.1.3 Dimensiones y peso

Ancho: 1570 mm.

Altura: 2540 mm.

Largo: 1470 mm.

Peso: 1678,29 Kg.

4.3.1.4 Mandos

Cuenta con un sistema de controles completamente neumático, se trata de dos pequeñas secciones donde se encuentran todos los botones de accionamiento. En total son catorce que se distribuyen de la siguiente forma:

- Impulsar la llave hacia adelante.
- Retraer la llave.
- Ajustar la tubería.
- Manejar el dispositivo de cadena.
- Asegurar las mordazas.
- Elevar la llave.
- Bajar la llave.
- Lubricar el dispositivo de cadena.
- Colocar la llave en la función que se requiera (enroscar o desenroscar).

4.3.2 Principio de funcionamiento de la llave modelo 100K-2GSR

El control de esta llave es completamente neumático, dependiendo de lo que se requiera (enroscar o desenroscar) se ajusta la llave, cuando se va a enroscar la

mordaza intermedia aprieta mientras la superior da el torque y a su vez el dispositivo de cadena que está en la parte superior hace girar la tubería a la velocidad estandarizada que este posee, mientras que cuando se va a desenroscar la mordaza inferior da el torque y la intermedia la mantiene fija. Estas mordazas son calibradas manualmente y manejadas desde el control de mando, se traslada la llave hasta la posición deseada por medio del winche, y se eleva por el cilindro hidráulico que tiene en la parte superior, se ajusta la tubería en las mordazas y al dispositivo de cadena, se cierra el seguro y comienza la operación; el torque se ajusta dependiendo de la tubería utilizada, después de culminar el proceso se retira el seguro, se aflojan las mordazas y el dispositivo de cadena y se regresa la llave a su posición inicial, es una operación rápida.

4.3.3 Principales diferencias físicas entre la llave modelo ZQ203-100II y la llave modelo 100K-2GSR

4.3.3.1 Mordazas

La llave modelo americano utiliza tres mordazas (ver figura N°4.29), haciendo el trabajo dos de ellas dependiendo de cuál sea la función (enroscar o desenroscar), cada mordaza se calibra manualmente por separado, según la tubería con la que se esté trabajando, por el contrario la llave modelo chino utiliza dos (ver figura N°4.28).



Figura N°4.28. Mordazas de llave china. [Fuente propia]



Figura N°4.29. Mordazas de llave americana. [Fuente propia]

4.3.3.2 Controles y válvulas

En las figuras N°4.30 y N°4.31, están las válvulas hidráulicas y neumáticas que componen la llave china, mientras que la llave modelo americano los mandos son completamente neumáticos y se muestra en la figura N°4.32.



Figura N°4.30. Válvulas hidráulicas (china). [Fuente propia]



Figura N°4.31. Válvulas neumáticas (china). [Fuente propia]



Figura N°4.32. Controles neumáticas de la llave americana. [Fuente propia]

4.3.3.3 Traslado de la llave

El movimiento hacia la tubería (traslación) de la llave modelo americano se hace mediante un winche, accionado por energía hidráulica y se sitúa en la parte inferior de la llave (ver figura N°4.34); en cambio la llave modelo chino se hace por un cilindro neumático (ver figura N°4.33).



Figura N°4.33. Cilindro de traslado de la llave china. [Fuente propia]

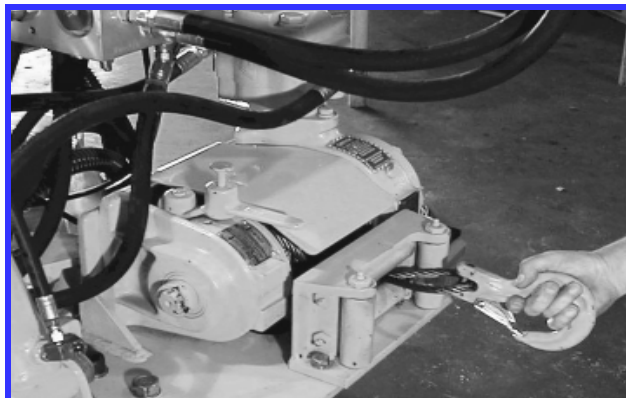


Figura N°4.34. Winche de la llave americana. [Fuente propia]

4.3.4 Componentes que no tiene la llave china



Figura N°4.35. Calibrador de mordazas. [Fuente propia]



Figura N°4.36. Dispositivo de cadena. [Fuente propia]

La llave modelo americano contiene varios elementos muy distintos a los del modelo chino, e incluso elementos extras y estos a su vez contienen partes o piezas que son necesarios para que puedan instalarse en la llave y ser conectados para su posterior alimentación de energía. Entre los más importantes se encuentran el dispositivo de cadena (ver figura N°4.36) y el calibrador de mordazas (ver figura N°4.35).

4.3.5 Comparación de algunos elementos y parámetros operacionales

Tabla N°4.8. Parámetros operacionales de las llaves de fabricación china y americana.

Parámetros operacionales	Llave fabricación china	Llave fabricación americana
Torque máx. (Kn.m)	100	133,5
Presión máx. de trabajo(Sistema neumático) (MPa)	0,827	0,827
Presión máx. de trabajo (sistema hidráulico) (MPa)	17,9	16,6

El punto o los puntos más importantes de esta comparación es la capacidad que tiene cada llave (por el rendimiento cuando está en operación) y la resistencia en el elemento de traslado hacia la cabeza del pozo a perforar (en este caso por ser la falla más grave que se presentó en la llave china). La llave china se traslada por medio de un cilindro neumático y las propiedades y características se explicaron con anterioridad. La llave americana por el contrario se traslada por medio de un winche.

Es posible que la llave americana nos muestre una ventaja por el mecanismo que usa (winche), a continuación se muestran las características que se pudieron adquirir del cable de acero que utiliza este modelo de llave:

Las especificaciones son 3/8 6×25 FW Pref L/L IPS.

La llave modelo americano tiene una ventaja sobre la llave china, es el traslado, ya que la guaya puede reemplazarse momentáneamente, solo hay que conocer las

especificaciones, además de que según lo que se pudo observar es de larga durabilidad, lo que genera menos tiempo perdido por paradas no planificadas.

4.4 ELABORACIÓN DE PROPUESTAS PARA MEJORAR LA LLAVE HIDRÁULICA EN ESTUDIO

4.4.1 Selección de las mejoras para la llave hidráulica

Debido a las fallas que presentó la llave, se debió pensar en una solución que permitiera salvar esta parte de futuras fallas, ya que existen varios modelos iguales, y todos han presentado el mismo defecto, además adecuar la llave a los factores que la afectan, bien sea reforzándola o adquiriendo un nuevo mecanismo.

Se hicieron dos propuestas dejando la decisión a la empresa de tomar la más factible para ellos, y son las siguientes:

- 🔧 Cambiar el material de fabricación del vástago por uno de mejor calidad y más resistente.
- 🔧 Reemplazar el cilindro neumático de traslación por un winche neumático.

La segunda propuesta se escogió con base a la llave hidráulica modelo HAWJAWK porque a pesar de no contar con historiales de fallas, los trabajadores del taladro dan fe que este modelo no ha presentado fallas nunca en el sistema de traslado.

La gerencia de operaciones y mantenimiento de taladros debe regirse por una serie de lineamientos de la empresa PDVSA, para cualquier tipo de modificación que se ejecute a sus equipos; debido a que sea posible lograr el fin de lo que se busca sin violar ninguna normativa que afecte la credibilidad y seriedad de los procesos que se desempeñan. Para hacer un reemplazo como es el caso de la propuesta de mejora para la llave hidráulica, se hizo con base a los niveles de mantenimiento de la empresa, y estos a su vez son referidos de la norma PDVSA MR 02-02-04 “Guía de actividades asociadas a los niveles de mantenimiento”. El nivel de mantenimiento donde se aplica

un reemplazo es el nivel V, dice que en este se realizan todas las actividades de restitución total de las condiciones originales de diseño, que impliquen parada del sistema productivo, en el anexo C.1.4 se muestra un flujograma que permite visualizar de manera didáctica, el proceso de clasificación de las actividades de mantenimiento por nivel.

4.4.1.1 Evaluación del cambio del material del vástago del cilindro neumático de traslación.

El material con el que fue fabricado el vástago no era capaz de resistir todas las cargas al que el mismo fue sometido, por ende se decide cambiar este material por uno con mejores propiedades mecánicas y que pudiera estar dispuesto para las cargas evaluadas con anterioridad, como son la carga de empuje, la que le ejerce el peso de la llave al vástago, la carga crítica de Johnson y la carga que ejerce el movimiento de la mordaza sobre el vástago.

Se decide por el acero AISI 4140 por ser uno de los más usados para la fabricación de vástagos y este tipo de elementos. Se hace el estudio para saber si con este material manteniendo el diámetro de fabricación es capaz de resistir estas cargas, se sigue el mismo procedimiento de la sección 4.2.3.2.8 para verificar el diámetro con el nuevo material.

Carga de fluencia del acero 4140, $\sigma_y = 1730 \text{ MPa}$.

- ✚ La carga verdadera de trabajo del cilindro neumático de traslación, o carga de empuje.

$$F_t = 13006,72 \text{ N}$$

$$D = 3,09 \text{ mm}$$

- ✚ La carga que ejerce la llave hidráulica más el peso de parte del cilindro neumático de traslación sobre el vástago.

$$F_t = 45883,82\text{N}$$

$$D = 5,81\text{mm}$$

- La carga critica de Johnson calculada para el vástago.

$$F_t = 854721,80\text{N}$$

$$D = 25\text{mm}$$

- El momento flector que ocasiona el movimiento de las mordazas al cilindro neumático de traslación.

$$M = 56250\text{ N.m}$$

$$D = 37\text{mm}$$

Mediante este análisis se pudo confirmar que la elección del cambio de material del vástago por el acero AISI 4140 específicamente el señalado en el anexo A.1.5, será lo suficiente para soportar todas las cargas del vástago.

4.4.1.1 Ventajas del reemplazo del winche neumático por el cilindro neumático de traslación

Después de varias opciones para el rediseño de la llave, se opto por tomar en cuenta el modo de traslado de la llave americana (HAWKJAW) estudiada con anterioridad y adaptar este mecanismo a la llave china. Las razones son las ventajas de este modelo con respecto a la que presento fallas.

La propuesta de mejora es cambiar el cilindro neumático de traslación por un winche neumático, como el de la llave americana, a diferencia que el de esta es hidráulico. Las ventajas que tiene el winche sobre el cilindro son:

- Mayor resistencia a los esfuerzos de tensión, compresión y flexión, por parte del cable de acero que compone en conjunto al winche neumático.

- ✚ Mantenimiento más sencillo.
- ✚ El manejo del winche es fácil.
- ✚ El espacio de trabajo (es decir, la proporción de traslado viene dada por la longitud de la guaya, se puede alargar si se requiere).
- ✚ Dentro de la gerencia existe personal capaz de ejecutar este reemplazo.
- ✚ El winche no va a tener un trabajo constante, así que el operador puede ser eventual cuando se deba trasladar la llave.
- ✚ En el mercado se cuenta con varios modelos de estos winches neumáticos.
- ✚ La instalación es sencilla, es fácil de ajustar a la llave.
- ✚ Cuando no se utilice la llave, el winche puede ser tomado y usado para el levantamiento de otros equipos.

4.4.1.2 Recomendaciones de la práctica operacional de la llave al personal de la gerencia de Operación y mantenimiento de Taladros.

Si las personas que manipulan los equipos no tienen el mínimo conocimiento de lo que tienen en sus manos, en cualquier momento van a cometer errores que no van a estar dentro de lo permitido, como fue el caso del estudio completo este trabajo, dentro de las mejoras en la práctica operacional al personal se recomienda lo siguiente:

- ✚ Lectura del manual de la llave hidráulica de enroscado de tubería.
- ✚ Conocimiento de todos los parámetros operacionales de la llave.
- ✚ Adiestramiento en el procedimiento de ejecución de cada componente de la llave.

- ✚ Experiencia certificada a las persona para cada equipo.
- ✚ Supervisión periódica del manejo los equipos.
- ✚ Conocimiento del área mecánica y eléctrica, (muchas veces no conocen términos técnicos).
- ✚ Implantaciones de señalizaciones del manejo de los componentes en la llave hidráulica.

4.4.2 Selección del winche neumático para la llave

Este paso se hizo utilizando los catálogos facilitados por la empresa Ingersoll Rand (ver anexo B 1.1); principales fabricantes de equipos neumáticos. Todos los winches desde el de menor al de mayor capacidad trabajan con una presión de alimentación de 90 Psi, si el sistema cuenta con menor presión a la nombrada el rendimiento va a variar. Dentro de la gama de modelos están los winches para tensionar y los de levantamiento.

Para escoger el winche se deben considerar el trabajo a desempeñar y la carga que va a soportar, no se debe exceder en cuanto al tamaño del winche, ya que generaría mayores gastos y ocuparía más espacio. Aclarados los puntos anteriores y con las recomendaciones de la empresa Ingersoll Rand, el winche va a estar desempeñando el trabajo de tensionar la llave, para ello el modelo que se escogió fue PS2400R, esta abreviatura significa lo siguiente:

PS es la serie, las siglas en ingles de PULLSTAR o bien serie tensora.

2400R es la capacidad en Kg.

En el anexo B 1.1, se muestra parte del catálogo donde se escogió este winche, en el mismo se muestra la estructura, el tipo de tambor, el control o manejo, el peso

sin la guaya, y el diámetro de la guaya recomendado con su longitud, entre otros; y en el anexo se observa el plano con las dimensiones del winche.



Figura N°4.37. Winche neumático. [Fuente: 16]

4.4.3 Selección del cable de acero para el winche neumático de la llave

Para la selección del cable se tomó en cuenta el tipo de trabajo que va a realizar, ya que es muy diferente un cable para llave hidráulica, al cable de perforación utilizado en el gancho que compone el sistema de izamiento del taladro. Sabiendo esto se tiene que el trabajo a desempeñar es principalmente tensionar, por ende el cable debe tener una buena combinación de flexibilidad, resistencia a la abrasión y al aplastamiento, el catalogo facilitado por la empresa Brivensa especialistas en cables de acero (ver anexo B 1.2), nos explica como escoger el cable adecuado que supla las necesidades que ya se conocen. También se considero las recomendaciones del catalogo de winche para el diámetro y la longitud total.

El cable recomendado es 10 1/8 6×19 FW Pref AA RD.

A continuación se muestra el significado de cada sigla:

10 significa la longitud total del cable en metros.

- ✚ 1/8 es el diámetro del cable en pulgadas, se toma en cuenta lo recomendado por el catálogo del winche.
- ✚ 6×19 es el número de cordones por hilos en cada cordón, este es el cable más conocido y recomendado por tener la mejor relación entre flexibilidad y resistencia a la abrasión, en la figura N°4.38 se muestran varios tipos de cables con esta relación ya nombrada.
- ✚ FW es alambre de relleno, significa que alguno de estos 25 hilos en cada cordón es un alambre de relleno de menor diámetro, y la función es sostener otros alambres.
- ✚ Pref cada hilo y cada cordón es arrollado al cable en forma de espiral con el fin de evitar la separación de los cordones y alambres.
- ✚ AA esto es que el alma del cable es de acero, este tipo son más fuertes y resistentes al aplastamiento.
- ✚ RD significa que el cable es arrollado regular a la derecha, la dirección regular proporciona mayor resistencia a la deformación y al aplastamiento (recomendado por Brivensa).

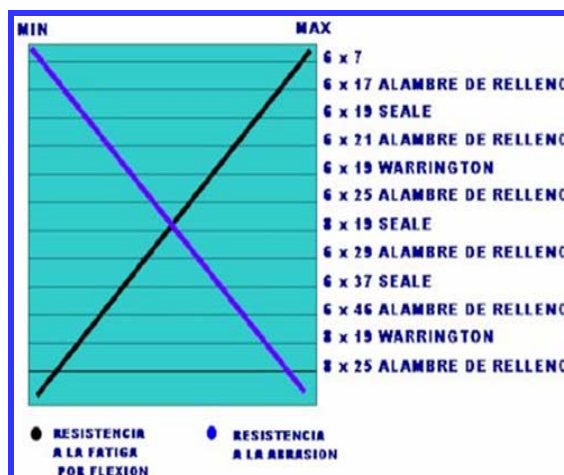


Figura N°4.38. Relación de resistencia a la fatiga por flexión y a la abrasión de los cables de acero. [Fuente catalogo de cables de acero Brivensa]

4.4.4 Arreglo del winche neumático a la llave

Después de escoger el winche y el cable de acero, conocidas todas las características de ello, se pensó donde se colocaría para que no ocupara mucho espacio y el manejo fuera más sencillo para los operadores, se tomo en cuenta las siguientes ventajas: en primer lugar el winche va apernado en el lugar donde se coloca, de manera que cuando la llave no esté operando pueda usarse este para otra actividad, otra ventaja es que este es completamente independiente de la llave, ya que el único contacto que va a tener es la unión momentánea de la guaya con la parte inferior de la llave, es decir, el mismo ojal que se utilizaba para unir el cilindro con la llave.

El winche se va a fijar al botalón, este es un elemento que esta fijo en la planchada, utilizado también para colocar una de las extremidades del cilindro de traslado que se está cambiando, al botalón se le va soldar una plancha con la cantidad de agujeros que sean necesarios para apernar en ella el winche seleccionado, y con el espesor suficiente para soportar el peso del mismo y la tensión que este ejerza cuando esté trabajando.

4.4.4.1 Cálculo del espesor de la plancha frontal

Para este cálculo se necesitó conocer el peso del winche y la tensión máxima que soporta, de manera que la plancha sea suficientemente fuerte para no fallar cuando esté operando la llave. El tamaño y la distancia entre agujeros para apernar el winche se muestra en los planos del mismo (ver anexo B.1.2), es decir, se va a diseñar la plancha en función de éstos.

4.4.4.1.1 Distancia mínima de los centros de los agujeros al borde de la plancha

Esta distancia mínima esta tabulada según la norma COVENIN 1618-98 ESTRUCTURAS DE ACEROS PARA EDIFICACIONES- MÉTODOS DE LOS ESTADOS LÍMITES. En esta se especifican los valores de distancias para varios valores de diámetros en pulgadas y en el sistema métrico y dos condiciones, para bordes laminados de platinas, perfiles o barras y bordes cortados con sopletes. Estos valores se pueden observar en la tabla A.1.1.9 del anexo A, el diámetro del pernos que requiere el modelo del winche escogido no aparece en la tabla, debido a esto se tomó el valor más próximo (valor del diámetro requerido 7/16", valor aproximado tabulado 1/2"). Haciendo esta salvedad se escogió la distancia mínima para los bordes, tomando la segunda condición para 1/2" de diámetro, la distancia en 19 mm.

La plancha se dimensionó como se muestra a continuación (ver figura N°4.39), sabiendo que aún no se conoce el espesor más fiable para que soporte las cargas a la que será sometida por soportar el winche neumático.

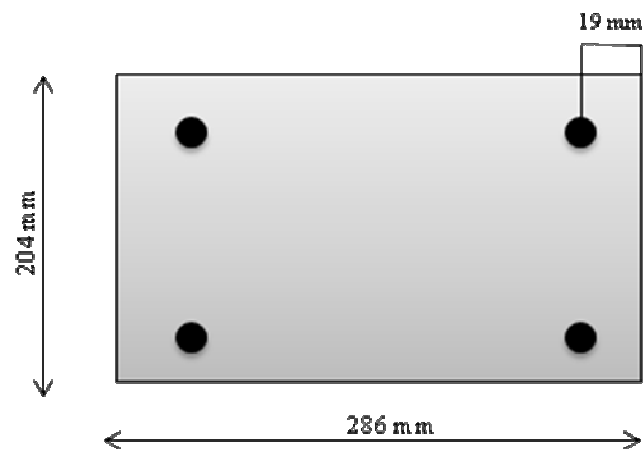


Figura N°4.39. Dimensiones de la plancha frontal. [Fuente propia]

La plancha se diseñará en función del winche, solo el tambor del mismo va a quedar dentro de la plancha, el motor quedará afuera, como es un conjunto en el catálogo aparece el peso de éste sin el cable de acero, y el centro de gravedad del mismo que está excéntrico de la plancha, la tensión que tiene el cable de acero cuando está trabajando también afecta a la plancha, esta tensión también está alejada del centro de gravedad de la plancha, además de tener cierta inclinación con respecto al plano que se está presentando, se considera que la tensión está en esta posición por ser la más crítica que afecte a la plancha, es decir, cuando el cable de acero está trabajando puede ubicarse a lo largo de la longitud del tambor y en cualquiera de los dos extremos del diámetro del mismo, pero se escoge esta posición por ser la más alejada del centro de gravedad de la plancha (la posición es a los extremos de la longitud y el diámetro del tambor del winche, ver figura 4.40).

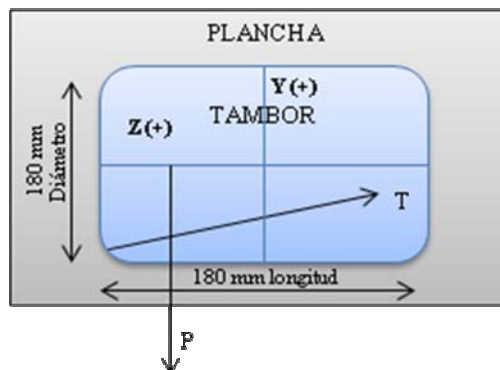


Figura N°4.40. Medidas de la plancha y el tambor del winche. [Fuente propia]

Para el cálculo del espesor se necesitó involucrar esta geometría, siendo el único caso el cálculo para el aplastamiento en los agujeros, de esta forma conociendo la fuerza que genera este esfuerzo de aplastamiento y con un factor de seguridad calculado por el método de pugsley se puede obtener el valor del espesor.

4.4.4.1.2 Cálculo del aplastamiento en los orificios de la plancha frontal

El aplastamiento se crea en los orificios de la plancha grande se puede evaluar dividiendo la carga que crea este defecto entre cuatro ya que son cuatro agujeros. La carga es paralela al área transversal de la plancha, es decir, es la diferencia entre el peso y la componente en y de la tensión. La ecuación de aplastamiento es la siguiente:

$$\sigma_a = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. 2.38}$$

Donde:

F = es la fuerza que produce el aplastamiento entre cuatro porque son cuatro orificios, sería la componente en la dirección Y.

A = Es el área proyectada cuando se corta el orificio transversalmente, es decir, diámetro por el espesor.

Sabiendo esto se calcula el área,

$$A = e \times 11,11 \times 10^{-3} m^2$$

$$F = (3923,43 / 4)N$$

$$\sigma_a = \frac{980,85N}{e \times 11,11 \times 10^{-3} m^2} \quad \text{Ec. 2.38}$$

Se tiene el esfuerzo de fluencia del material de diseño de la plancha (Acero A-36).

$$\sigma_{SY} = 250 \times 10^6 Pa$$

El valor del factor de seguridad calculado por el método de Pugsley, en las tablas A.1.1 y A.1.2 del anexo A, se muestran los valores para las características de las variables de la ecuación de Pugsley, las mismas se escogen de forma cualitativa dependiendo el significado que tengan:

$$n_s = n_{sx} n_{sy} \quad \text{Ec. 2.23}$$

A = Calidad de los materiales, destreza, mantenimiento e inspección, se escoge muy bueno (mb), ya que el material escogido para la plancha es el más recomendable para este tipo de elementos.

B = Control sobre la carga aplicada, se escoge bueno (b), porque se tiene control sobre la carga ya que se diseño en función de la máxima carga aplicar.

C = Exactitud del análisis de esfuerzos, información experimental o experiencia con dispositivos similares, se escogió regular ya que el análisis de esfuerzos puede fallar.

D = Peligro para el personal, se escogió muy serio (ms), ya que si llegara a fallar estando en funcionamiento la llave hidráulica, pudiera ocasionar accidentes.

E = Impacto económico, se escogió muy serio, ya que si falla paraliza las operaciones y crea pérdidas económicas en la empresa.

Al interceptar estas características en las tablas nombradas se tiene:

$$n_{sx} = 1,6$$

$$n_{sy} = 1,6$$

Se sustituye la ecuación 2.23 y se tiene:

$$n_s = 1,6 \times 1,6$$

$$n_s = 2,56$$

El esfuerzo permisible del acero A36 (material escogido para la plancha) se puede observar en la tabla A.1.8 de anexo A, y el valor es 250 MPa.

Al sustituir esta ecuación como el esfuerzo de diseño en la ecuación del factor de seguridad quedaría:

$$2,56 = \frac{250 \times 10^6}{\frac{981,85N}{e \times 11,11 \times 10^{-3} m^2}} \quad \text{Ec. 4.14}$$

Se despeja el valor del espesor y se obtiene:

$$e = 10mm$$

Con este valor se diseñara el espesor de la plancha grande donde va a ir apernado el winche neumático.

4.4.5 Unión de la plancha frontal al botalón

La unión de la plancha al botalón va a ser por medio de soldadura, pero no se puede unir directamente, ya que el botalón es circular. De esta forma se van a colocar dos planchas laterales más pequeñas (ver figura N° 4.41), estas planchas van a estar soldadas al botalón a lo largo del mismo como se muestra, y en las extremidades de estas se va a soldar la plancha frontal.

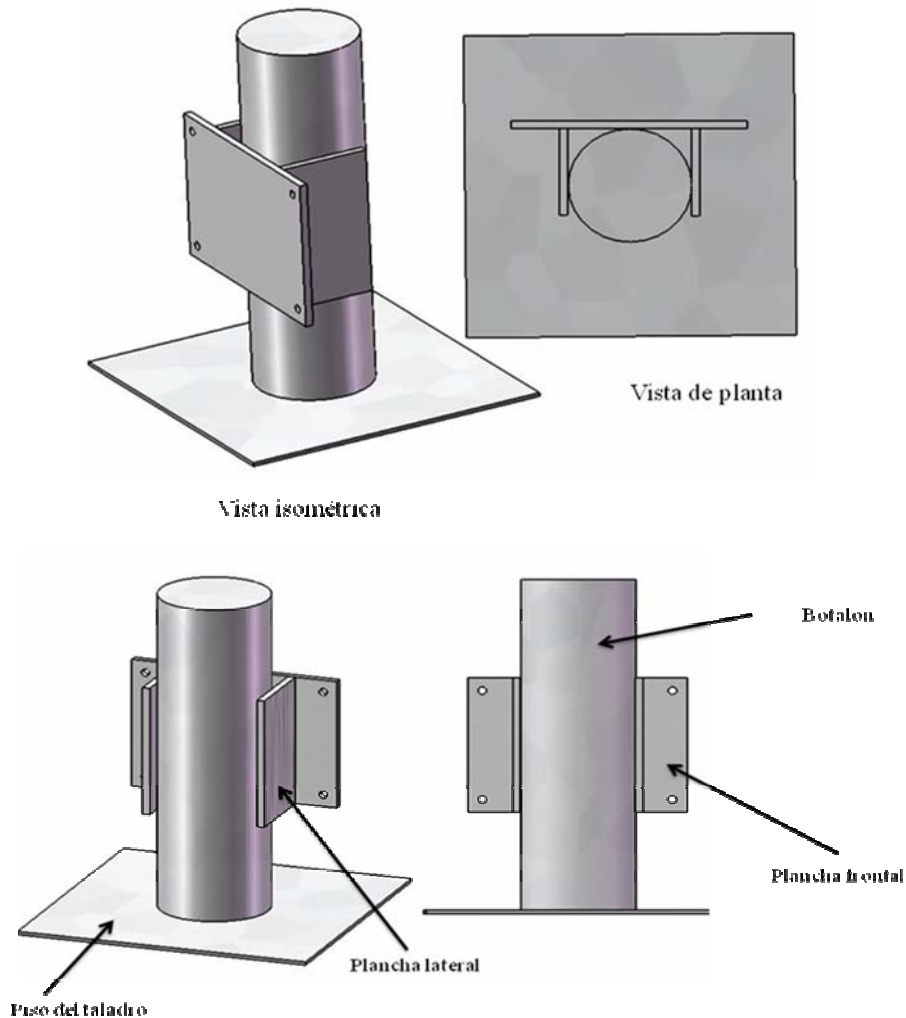


Figura N°4.41. Arreglo de las planchas al botalón, diferentes vistas. [Fuente propia]

4.4.5.1 Diseño de la soldadura para la unión de las planchas

El procedimiento para diseñar la soldadura será suponiendo el valor de h_e (cateto de la soldadura) dentro de ciertos límites que proporciona la tabla A.1.12 del anexo A, donde dependiendo del espesor del material base se escoge un valor de h_e y se obtiene por torsión y flexión el valor del esfuerzo cortante total, al obtenerse este

valor se compara con el esfuerzo de fluencia del electrodo escogido, esta relación dirá si la soldadura resistirá o no las cargas evaluadas. El diseño de la soldadura involucra tres pasos previos que se irán analizando seguidamente se conozcan las cargas a las que está expuesta la soldadura.

De la tabla A.1.12 del anexo A, se escoge el tamaño del cateto de soldadura, 3/16" ya que se habla de un espesor de material base mayor a 1/4" hasta 1/2", el espesor real del material base es 0,39", de esta manera he es 3/16".

Antes de comenzar a evaluar el diseño se tomaron una serie de decisiones que se muestran a continuación:

- ✚ Patrón de soldadura, esta geometría se puede observar en el anexo A es el segundo tipo, y en esta misma figura se muestra el centro de gravedad del grupo de soldadura.
- ✚ Tipo de soldadura, de filete.
- ✚ Longitud del cordón de soldadura, la longitud del cordón va a ser igual a toda la longitud de las planchas, es decir, 204mm.
- ✚ El electrodo a utilizar, se escogió de la tabla A.1.6 del anexo A, E60XX.
- ✚ El tamaño del cateto, es lo que se desconoce y se calculara.

4.4.5.2 Fuerzas que actúan sobre la soldadura

En primer lugar se evaluara como actúan las cargas de la tensión y el peso del winche a las soldadura de las planchas laterales y el botalón (ver figura N° 4.42).

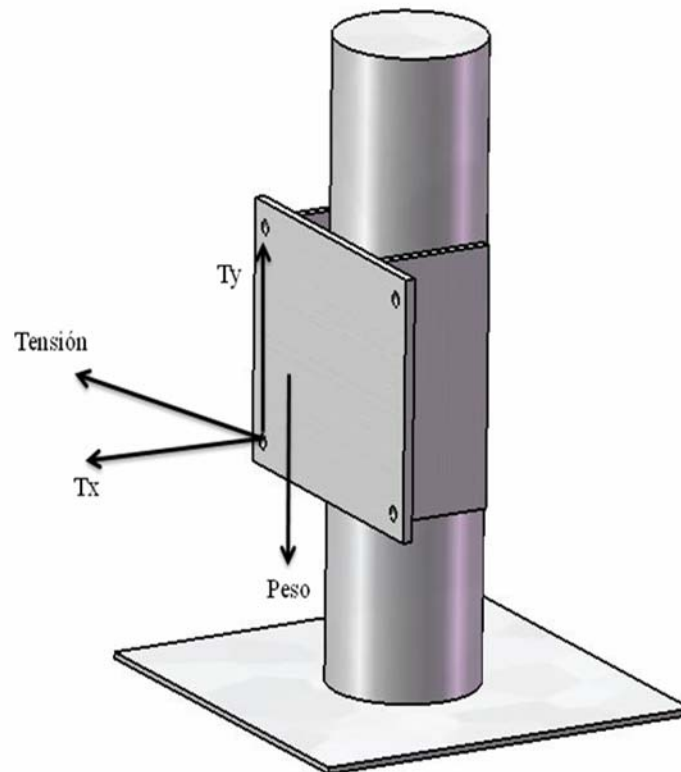


Figura N°4.42. Unión de las planchas laterales y la plancha frontal. [Fuente propia]

Con la visión que se tiene ya se puede conocer el patrón a utilizar para el centro de gravedad y ubicar allí todas las fuerzas (ver figura N° 4.42).

Sabiendo el valor de la tensión calculado con anterioridad y el ángulo de inclinación que tiene el cable de acero que genera la tensión (ver figura N°4.43), ya que es el mismo al del cilindro neumático de traslación ya que la plancha será ubicada en el medio de la altura del botalón, la misma ubicación del ojal de unión del cilindro, siendo así se calculan las componentes de la tensión.

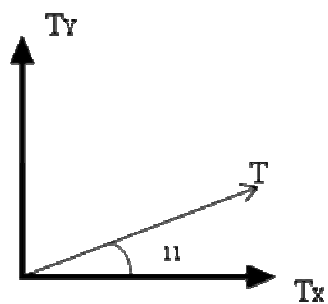


Figura N°4.43. Representación de la tensión. [Fuente propia]

$$T_x = 23544 \times \cos 11^\circ \quad \text{Ec. 4.15}$$

$$T_x = 23111,43N$$

$$T_y = 4492,41N$$

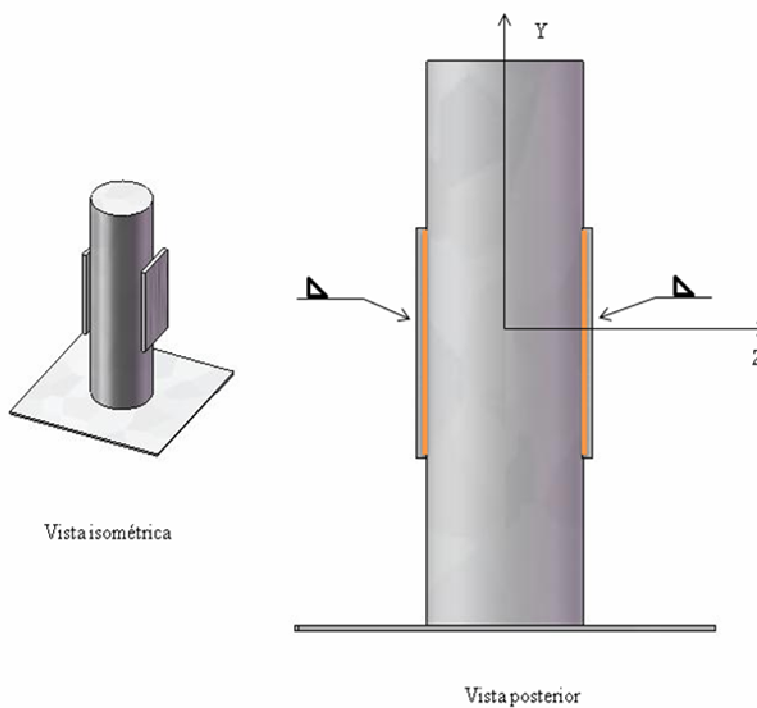


Figura N°4.44. Unión de las planchas laterales al botalón. [Fuente propia]

El peso del winche lo proporciona el catálogo en Kg, al llevarlo a unidades de fuerza Newton queda 568,98N.

Siendo así se aplica el producto cruz (ecuación 4.16) para obtener los momentos flectores y torque que crean estas cargas.

$$\vec{M} = \vec{r} \times \vec{F} \quad \text{Ec .4.16}$$

Para la tensión:

$$\vec{r} = 85\hat{i} - 90\hat{j} + 90\hat{k}$$

$$\vec{F} = T_x\hat{i} + T_y\hat{j}$$

$$\vec{M} = -404,32\hat{i} + 2080,03\hat{j} + 2461,88\hat{k}$$

Para el peso:

$$\vec{r} = 85\hat{i} + 24\hat{k}$$

$$\vec{F} = -P\hat{j}$$

$$\vec{M} = 13,65\hat{i} - 48,36\hat{k}$$

En vista de esto se tiene:

En el eje X, dos torques (-404,32 y 13,65) N.m. totalizan $T = 390,66 \text{ N.m}$

En el eje Y, flexión 2080,03 N.m.

En el eje Z, dos momentos flectores (2461,188 y -48,36) N.m. $M_z = 2412,83 \text{ N.m}$

En la figura N° 4.45 se observa el patrón de la soldadura con las cargas actuando en el centro de gravedad.

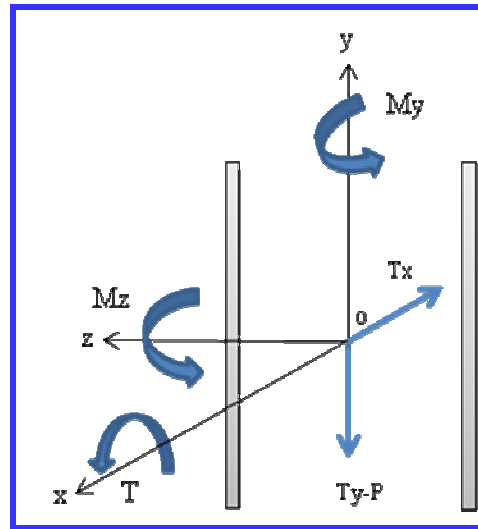


Figura N°4.45. Centro de gravedad de la soldadura. [Fuente propia]

4.4.5.3 Evaluación de la soldadura por torsión

En la figura N° 4.46, se muestra el esfuerzo cortante primario σ_{Bd} y el esfuerzo cortante secundario σ_t .

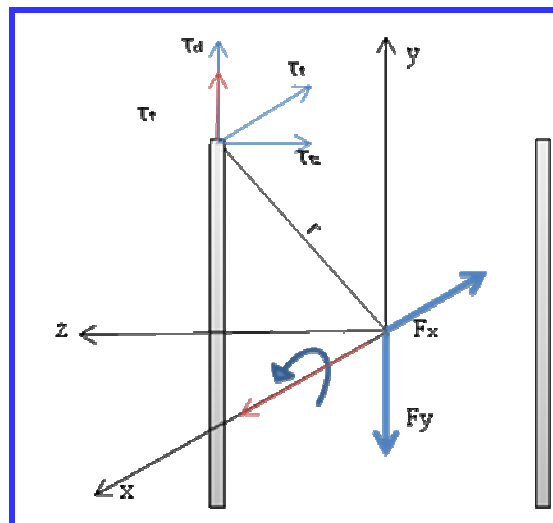


Figura N°4.46. Representación de los esfuerzos primario y secundario cortante por torsión y ubicación de r . [Fuente propia]

El cortante total será

$$\vec{\tau} = \vec{\tau}_d + \vec{\tau}_t$$

Para el cortante primario se tiene la ecuación N° 2.31

$$\tau_d = \frac{V}{A} \quad \text{Ec. 2.31}$$

El cortante secundario por:

$$\tau_t = \frac{Tr}{J} \quad \text{Ec. 2.32}$$

Este caso existen dos cortantes primarios producidos por la resultante de las fuerzas en X y la resultante de las fuerzas en Y.

El cortante secundario creado por el torque tiene una componente en Z y una componente en Y.

Cortantes primarios:

$$\tau_d = \frac{V}{A} \quad \text{Ec. 2.31}$$

Donde:

V = Resultante en Y, 3923,43 N.

V = Resultante en X, 23111,42 N.

A = 0,707h_eΣL_w

h_e = 3/16 = 4,7625×10⁻³ m.

L_w = 2×0,204 m.

Para la resultante en Y:

$$\tau_d = \frac{3923,43N}{1,374 \times 10^{-3} m^2}$$

$$\tau_d = 2855954,88Pa$$

Para la resultante en X:

$$\tau_d = 16820538,57Pa$$

El cortante secundario:

$$\tau_t = \frac{Tr}{J} \quad \text{Ec. 2.32}$$

Donde:

r = se puede observa en la figura N° 4.44, 0,1266m.

T = 390, 66 N-m.

J = 0,707h_cJ_u.

Se observa en la figura A.1.1 del anexo A.

$$J_u = \frac{0,204(3(0,150)^2 + 0,204^2)}{6} \quad \text{Ec. 4.17}$$

$$J_u = 0,0269m^3$$

Sustituyendo en la ecuación 2.32:

$$\tau_t = \frac{390,66Nm \times 0,1266m}{9,057 \times 10^{-5} m^4}$$

$$\tau_t = 546041,899Pa$$

El cortante total para torsión:

$$\tau = \sqrt{2855954,88^2 + 16820538,57^2 + 546041,899^2} \quad \text{Ec. 4.18}$$

$$\tau = 170700007,55 \text{ Pa}$$

Ahora se evalúa la flexión:

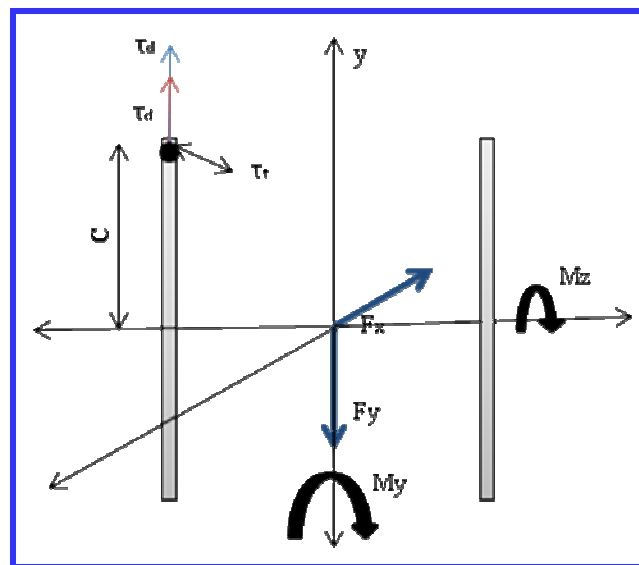


Figura N°4.47. Representación de los esfuerzos primario y secundario cortante por flexión. [Fuente propia]

Se considera también un esfuerzo cortante primario

$$\tau_d = \frac{V}{A} \quad \text{Ec. 2.31}$$

Y para este caso se consideran dos uno creado por la resultante en X y en Y.

$$V = F_x = 23111,43 \text{ N.}$$

$$V = F_y = 3923,43 \text{ N.}$$

$$A = 1,374 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Se sustituye en la ecuación N° 2.31, para F_x .

$$\tau_d = 16820545,85 Pa$$

Y para F_y .

$$\tau_d = 2855480,35 Pa$$

Y dos cortante secundario.

$$\tau_t = \frac{Mc}{I} \quad \text{Ec. 2.36}$$

En este caso de soldadura se tienen dos esfuerzos cortantes secundarios, uno creado por M_y y el otro por M_z .

Donde:

$$I = 0,707h_e I_u L_w$$

$I_u = 0,014 m^2$, se observa en figura A.1.1.

$L_w = 0,204 m$.

$h_e = 3/16'' = 4,7625 \times 10^{-3} m$.

$C = 0,102 m$.

$M_y = 2080,03 Nm$

$M_z = 2579,87 Nm$.

Al sustituir la ecuación para M_y :

$$\tau_t = \frac{2080,03 Nm \times 0,102 m}{9,616 \times 10^{-6} m^4}$$

$$\tau_t = 22062624,07 Pa$$

Para M_z :

$$\tau_i = 27365509,57 Pa$$

Se tiene que los cortantes secundarios y el cortante primario creado por la resultante en X están sobre esa dirección X, así que se obtiene un primer resultante:

$$\tau_x = 16820545,85 Pa + 2206224,07 Pa + 27365509,57 Pa \quad \text{Ec. 4.19}$$

$$\tau = 46392279,49 Pa$$

El cortante total para flexión es:

$$\tau = \sqrt{2855480,35^2 + 46392279,49^2} \quad \text{Ec. 4.20}$$

$$\tau_i = 46480074,92 Pa$$

Estos esfuerzos cortantes se comparan con el esfuerzo de fluencia del electrodo E60XX, estas propiedades se encuentran en la tabla A.1.6 del anexo A.

$$\tau_{\text{Permisible}} = 344,75 MPa$$

El mismo procedimiento se aplica para el segundo grupo de soldadura:

Arreglo de la soldadura de las planchas laterales y la plancha frontal (ver figura N° 4.48).

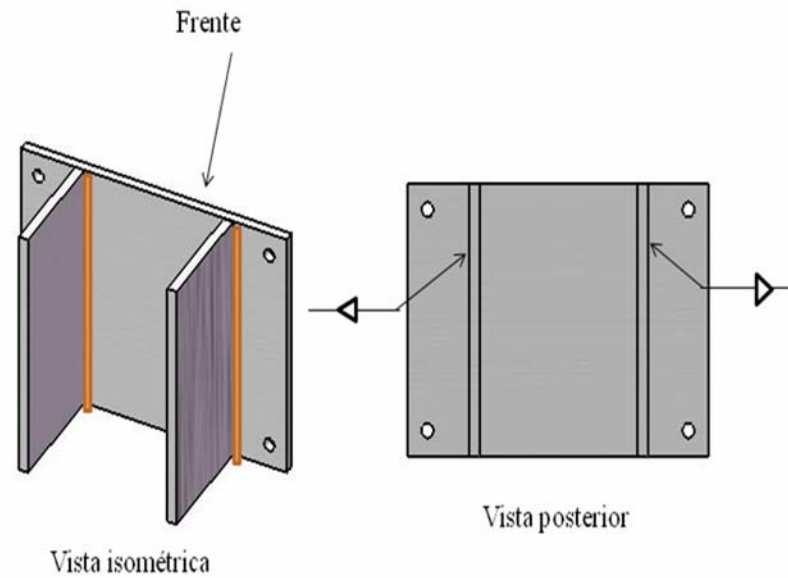


Figura N°4.48. Soldadura entre las tres planchas. [Fuente propia]

El centro de gravedad de este grupo de soldaduras es distinto al anterior, ya que las fuerzas están más cercanas al mismo. Pero tiene el mismo procedimiento, para este grupo actúa lo siguiente:

Para la tensión:

$$\vec{r} = 10\hat{i} - 90\hat{j} + 90\hat{k}$$

$$\vec{F} = T_x\hat{i} + T_y\hat{j}$$

$$\vec{M} = -404,32\hat{i} + 2080,03\hat{j} + 2124,541\hat{k}$$

Para el peso:

$$\vec{r} = 10\hat{i} + 24\hat{k}$$

$$\vec{F} = -P\hat{j}$$

$$\vec{M} = 13,65\hat{i} - 5,68\hat{k}$$

Este grupo de soldadura queda muy parecido al anterior actúa lo siguiente:

$$M_y = 2080,03 \text{ N.m.}$$

$$M_z = 2118,85 \text{ N.m.}$$

$$T = 390,67 \text{ N.m.}$$

Evaluación por torsión:

$$\tau = 46392279,49 \text{ Pa}$$

Evaluación por flexión:

$$\tau = 61424900,04 \text{ Pa}$$

Tabla N°4.9. Cálculos de las cargas para la soldadura.

Soldadura	Torsión (Pa)	Flexión (Pa)
Planchas laterales al botalón	46392279,49	46480074,92
Plancha frontal con planchas laterales	46392279,49	61424900,04

En la tabla N°4.8, se muestran los resultados de las evaluaciones de cargas de torsión y flexión para las dos soldaduras que se van a realizar para unir las planchas al botalón y entre ella mismas. Estos valores se van a comparar con el esfuerzo de fluencia del electro escogido a utilizar para la soldadura E60XX, este valor es 344,75

MPa; se puede observar que ninguna de las cargas obtenidas es mayor a este valor, por ende el diseño tendrá buenos resultados en cuanto a la soldadura escogida.

4.4.6 Adaptación a los sistemas de alimentación

Al hacer la adaptación del winche neumático a la llave hidráulica de tubería, se debió hacer un estudio de la fuente de alimentación de aire, ya que esta es la que alimenta a todos los componentes neumáticos del taladro; la llave no cuenta con un proveedor particular. La distribución del aire comprimido en el taladro desde el equipo productor hasta el consumidor está constituido por el depósito de generación de presión neumática, es decir, dos compresores eléctricos, un separador de agua y aceite, un condensador, dos secadores, dos tanques o acumuladores y el sistema de conductos de transmisión de aire. Seguidamente se distribuye en la planchada. En el anexo B.1.5 se muestra el plano donde se observa cómo llega el aire a la planchada de perforación donde encuentra la llave hidráulica de tubería, y seguidamente como se dirige este hacia la misma y se reparte en sus componentes. Hay que acotar que llave siendo hidráulica cuenta con varios elementos que trabajan con aire, entre ellos como ya se sabe esta el cilindro de traslación, el cilindro de posición de la mordaza inferior y el cuerpo de válvulas de las velocidades de alta y baja; en la parte inferior del soporte del cilindro hidráulico hay una cavidad que es utilizada como acumulador de aire para la llave, esto con el fin de evitar que la larga distancia del tubo de transmisión de aire afecte el caudal.

Se aprovecharon las tomas de aire de la llave que se usaban para el cilindro de traslado de la llave, y se colocó para el winche, con los siguientes cambios:

- ✚ Se va a colocar una válvula reguladora de presión a la salida de acumulador interno de la llave, para estabilizar la presión a 90 Psi ya que con esta trabaja el winche neumático, y la presión que viene de la fuente es de 120 Psi.

- El cilindro de traslación utilizaba dos mangueras para su alimentación ya que era de doble efecto, el winche solo necesita una entrada de aire, así que se eliminara una de estas mangueras.

4.4.7 Unión del cable de acero a la llave hidráulica

El cable de acero tiene que ir unido a la llave para poder halar a la misma, esta unión debe ser fuerte y segura de manera de evitar accidentes, la forma mas practica y tradicional de hacer esto es por medio de ganchos, estos contienen un ojal por donde se traspasa la extremidad libre del cable y se sujeta por medio de una grapa para cables de acero, otra parte del gancho la boquilla es la que va a la llave, en este caso al ojal que quedo libre después de retirar el cilindro neumático de traslación (ver figura N° 4.49), el modelo del gancho elegido debe ser del tipo cerrado para que este no se salga de la platina donde va a estar sujeto.

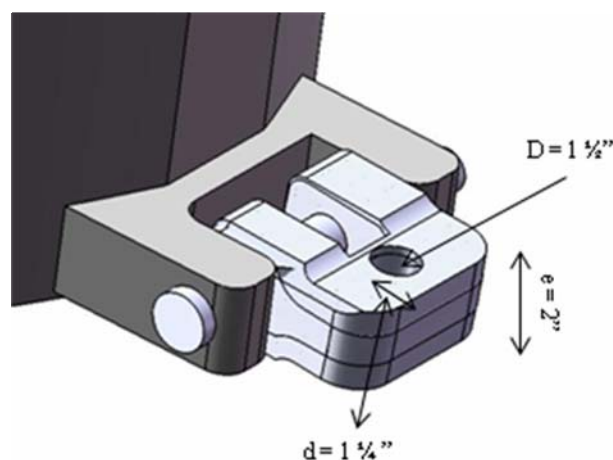


Figura N°4.49. Platina donde ira el gancho. [Fuente propia]

El catálogo del gancho que se escogió (ver anexo A.1.10), muestra la descripción de las partes del gancho y los designa por letra (ver figura N° 4.50), se escoge el mismo en función del tamaño del ojal de la platina donde va a estar agarrado, el diámetro del ojal de el mismo por donde va a traspasar el cable de acero,

el espesor de la platina y se considera además la carga límite de trabajo que aparece tabulada para el modelo escogido.

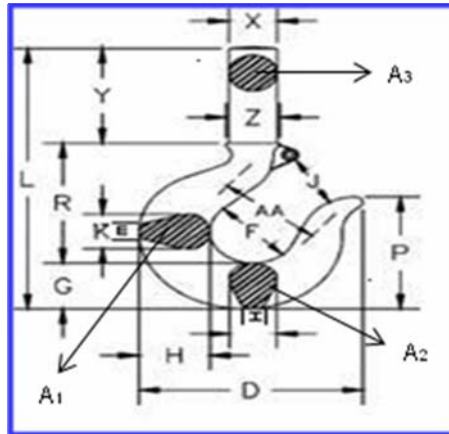


Figura N°4.50. Gancho. [Fuente: 18]

El gancho escogido fue el S-319CN, modelo “I”, número de partes 1028541, el catálogo fue facilitado por la empresa Crosby^R, las dimensiones (plg) se muestran en la siguiente tabla:

Tabla N°4.10 Parámetros de la geometría para el gancho

,84	,82		,44	,63	,65	,50	,31	,63	,13	,36	,47	,16

4.4.7.1 Evaluación de la resistencia del gancho

Los ganchos están sometidos a varios esfuerzos en toda su geometría, el que más lo afecta es el esfuerzo de tracción que se acentúa en el área curvada; éste es calculado mediante la siguiente ecuación N° 4.21:

$$\sigma_t = \frac{Q}{A_p \times (2 \times e_t / a)} \quad \text{Ec. 4.21}$$

Donde

Q = 2400 Kg o Carga útil de tensión.

A_p = Área media del gancho, en cm.

e = Geometría del gancho se pueden observar en la figura N° 4.50 como H dividida en dos, en cm.

a = Geometría del gancho se puede observar en la figura N° 4.50 como F, en cm.

El gancho está compuesto por tres áreas distintas, que son dos trapezoidales que están en un extremo y en el medio del gancho y el área de una semiesfera que está en el otro extremo del gancho ver figura N° 4.50 cada una se calcula por sus ecuaciones de área y los valores de las variables están todas en la tabla N° 4.10 de descripción del gancho que se muestra.

Área del trapecio se calcula por la ecuación N° 4.22, ver figura N° 4.50.

$$A_1 = \frac{(b_M + b_m) \times h}{2} \quad \text{Ec. 4.22}$$

Donde:

b_M = Base mayor del trapecio formado en el gancho, cm.

b_m = Base menor del trapecio formado en el gancho, cm.

h = Altura del trapecio, cm.

$$A_1 = 11,19\text{cm}^2 \quad A_2 = 8,24\text{cm}^2$$

Área de una semiesfera se calcula por la ecuación N° 4.21, ver figura N° 4.50.

$$A_3 = 2\pi \times r^2 \quad \text{Ec. 4.23}$$

Donde:

r = Es el radio del centro hueco del gancho.

$$A_3 = 13,63\text{cm}^2$$

Con estos valores se obtiene el valor del área promedio:

$$A_p = 11,025 \text{ cm}^2$$

Se sustituye la ecuación N° 4.18, para obtener el esfuerzo a tensión del gancho:

$$\sigma_t = 267,11 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo total de tensión se obtiene sumando el esfuerzo de tensión calculado anteriormente y el esfuerzo axial aplicado en el centroide del área trapezoidal de la sección curvada o A_1 , dada por la siguiente ecuación:

$$\sigma_a = \frac{Q}{A_c} \quad \text{Ec. 4.24}$$

Donde:

$A_c = A_1$ (ver figura N° 4.50) en cm^2 .

$$\sigma_a = 214,47 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{tr}} = 481,58 \text{ Kg/cm}^2$$

Este esfuerzo es el resultante de la máxima carga de trabajo que soportará el gancho, y es comparado con el esfuerzo de la carga de ruptura proporcionada por el fabricante de los ganchos, en el anexo A tabla A.1.10, se puede observar cual es la carga de ruptura, que es dos veces la carga límite de trabajo para el tipo de gancho escogido y el material de fabricación del mismo.

$$\sigma_u = \frac{F_u}{A_p} \quad \text{Ec. 4.25}$$

Donde:

F_u = Carga de ruptura o dos veces la carga límite de trabajo, en Kg (ver anexo A 1.11).

El fabricante indica que para el modelo de gancho “T” escogido hecho de carbono la carga límite de trabajo es 3 toneladas, multiplicada por dos es 6 toneladas o 6000 Kg.

$$\sigma_u = 544,21 \text{ Kg/cm}^2$$

Este es el máximo esfuerzo que soporta el gancho antes de fallar, al compararse este con el esfuerzo total de tensión calculado para la carga máxima de trabajo que tendrá el gancho, se observo que este último es mucho menor y no supera el esfuerzo ultimo por lo tanto será resistente para el diseño que se necesita.

$$\sigma_u \gg \sigma_{iT}$$

4.4.8 Aseguramiento del cable de acero al gancho

Después que se introduce el cable por el ojal del gancho se debe amarrar de manera que no se salga, esta unión se hace por medio de una grapa para cables de acero (ver figura N° 4.51), la empresa Crosby^R también proporciona estos accesorios, donde para la selección del gancho solo se debe conocer el diámetro del cable. En el anexo A.1.11, se encuentra el catálogo facilitado por esta empresa, y es un gancho modelo G-450 número de partes 1010015, todas las dimensiones se muestran en el anexo ya nombrado.

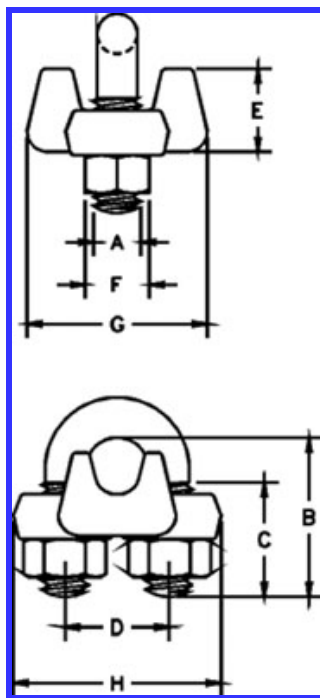


Figura N°4.51. Geometría de la grapa del cable. [Fuente: 18]

4.4.9 Selección de los tornillos para la unión del winche a la plancha

Esta selección es una de la más sencillas, ya que el winche escogido trae los agujeros para los tornillos, de esta forma se tiene la tabla A.1.7 del anexo A con los tamaños nominales de varios tornillos, se escoge el necesario para esta unión (7/16), existiendo este en el mercado ya se tiene el tamaño ideal de los tornillos.

4.5 DETERMINACIÓN LAS CONDICIONES DE RESISTENCIA DE LA LLAVE HIDRÁULICA PLANTEADAS EN LAS MEJORAS, MEDIANTE SIMULACIÓN CON UN SOFTWARE COMERCIAL

Con este objetivo se desea demostrar que el nuevo diseño para el traslado de la llave hidráulica de enrosque de tubería tendrá buenos resultados, por medio de un programa computacional se diseñó el cable de acero que hará el trabajo de tensionar la llave al momento de retraerla a la posición inicial, se conocen las características del winche neumático ya que el proveedor (Ingersoll Rand) las especifica en el catálogo, el diseño de la plancha donde se va a colocar se diseñó en función de las cargas del mismo, solo queda evaluar si el cable de acero cumplirá la tarea de halar y tensionar la llave.

Se conocen las especificaciones del cable de acero que necesita el programa para hacer la evaluación:

- ✚ Diámetro del cable = 1/8"
- ✚ Longitud de cable = 10 m.
- ✚ Material = Acero galvanizado arado mejorado.
- ✚ Máxima Carga = La carga máxima del winche 2400 Kg.
- ✚ Dirección = RD significa que el cable es arrollado regular a la derecha.
- ✚ La simulación se hizo por medio del programa de elementos finitos

COSMOWORKS 2007, y la geometría del cable de acero en SOLIWORD 2007, se asignaron todas las características al cable como se explico en el anexo C.1.8, se obtuvieron resultados de los esfuerzos, deformaciones y desplazamiento. Además también se calculo el factor de seguridad del diseño que se obtuvo. El método utilizado para la evaluación fue Von Mises, desplazamientos resultantes y deformación unitaria equivalente. En la tabla N° 4.11 se presentan los resultados de las tensiones desplazamiento y deformaciones, los valores mínimos y máximos (ver informe completo en el anexo C.1.5).

Tabla N°4.11. Resultados de la simulación hecha al cable de acero.

Nombre	Tipo	Valores min.	Ubicación (mm)	Valores máx.
Tensiones	Tensión de Von Mises	$1,84219 \times 10^8$ Pa	- 2,17183, 5,96705, 2498,6	1,85 206×10^8 Pa
Desplazamientos	Desplazamientos resultantes	0 m	3,175, 5,96705, 0	0,00 231068 m
Deformaciones	Deformación unitaria equivalente	0,0006147 798	- 2,45289, 4,03353, 2498,54	0,00 0616343

Estos valores son representados por medio de colores en cada evaluación hecha en el programa, donde cada color indica la ubicación entre los valores mínimos y máximos que puede tener el elemento evaluado. Los valores mínimos son los

señalados por el color azul y el máximo por el color rojo, los demás colores se encuentran entre estos dos y muestran que tan fiable es el elemento diseñado.

El factor de seguridad arrojado por el programa fue de 16, es un valor alto para el trabajo que va a desempeñar el mismo, pero es una geometría aceptable y no exagerada, además de ser comercial. Este valor del factor de seguridad demuestra que esta sobre diseñado y que los resultados serán satisfactorios si se toma esta opción como el rediseño a realizar a la llave.

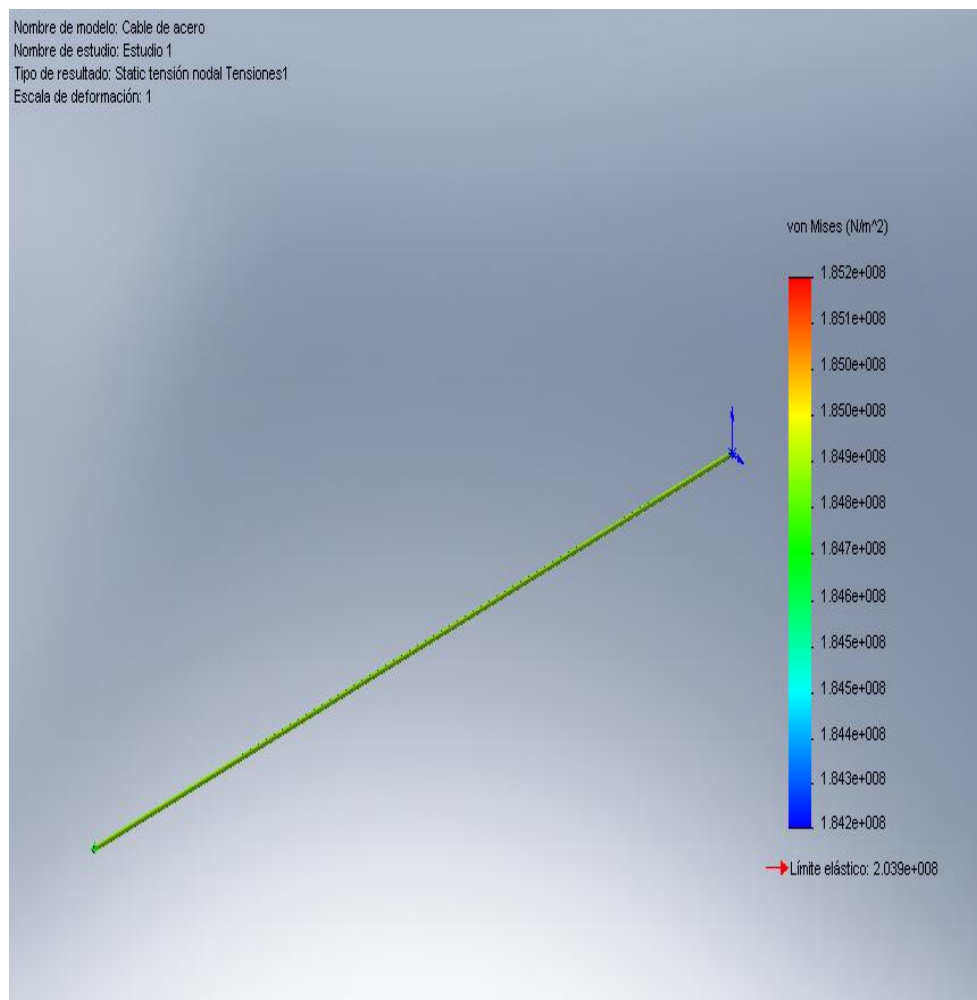


Figura N°4.52. Estudio de las tensiones al cable de acero. [Fuente: Propia]

En la figura N° 4.52 se muestra el estudio de las tensiones hechas al cable de acero, se puede notar que a lo largo del cable se encuentra el color verde en una de sus tonalidades, es un buen resultado ya que se encuentra en el medio de los límites, se puede concluir que para este estudio siendo el más importante ya que el elemento está sometido principalmente a tensión va a ser capaz de soportar la carga máxima de trabajo.

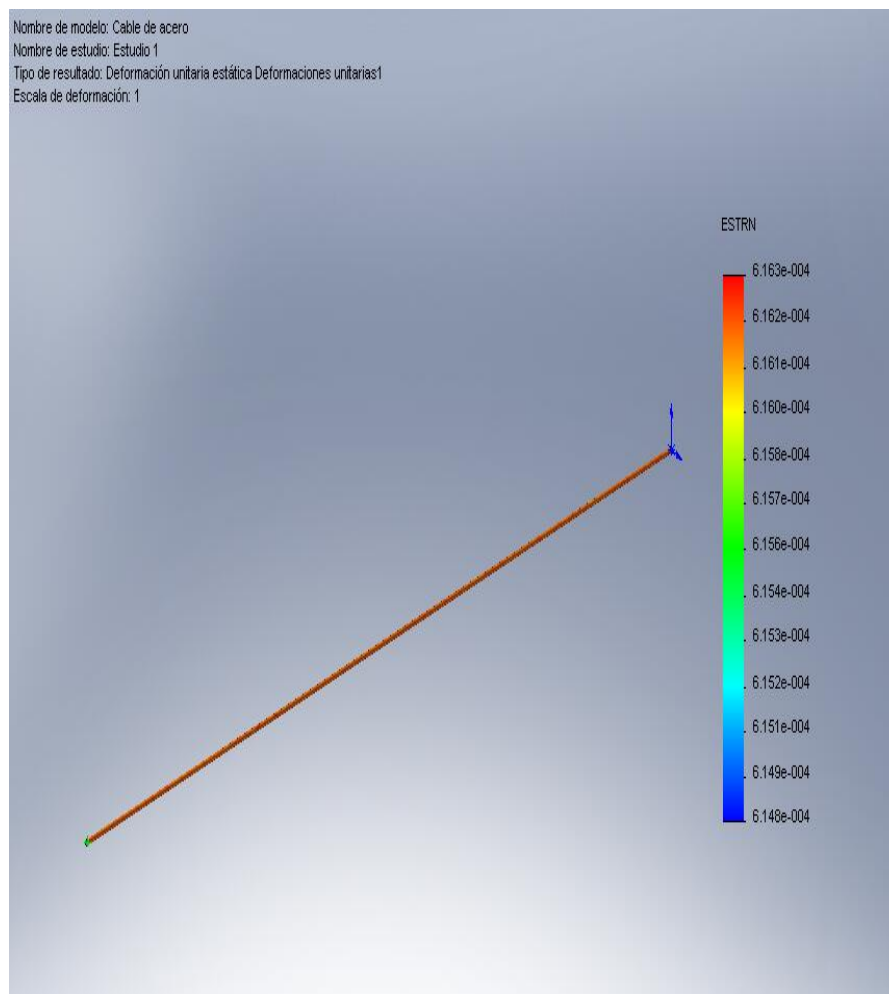


Figura N°4.53. Estudio de la deformación al cable de acero. [Fuente: Propia]

En la figura N° 4.53 se observa la deformación que tendrá el cable de acero cuando se le aplica la máxima carga de trabajo (2400 Kg), es una tonalidad que se

acerca al valor máximo, más sin embargo no llega a serlo, este resulta muestra que es buen diseño, capaz de soportar la carga para el que fue diseñado sin cambiar por completo su geometría.

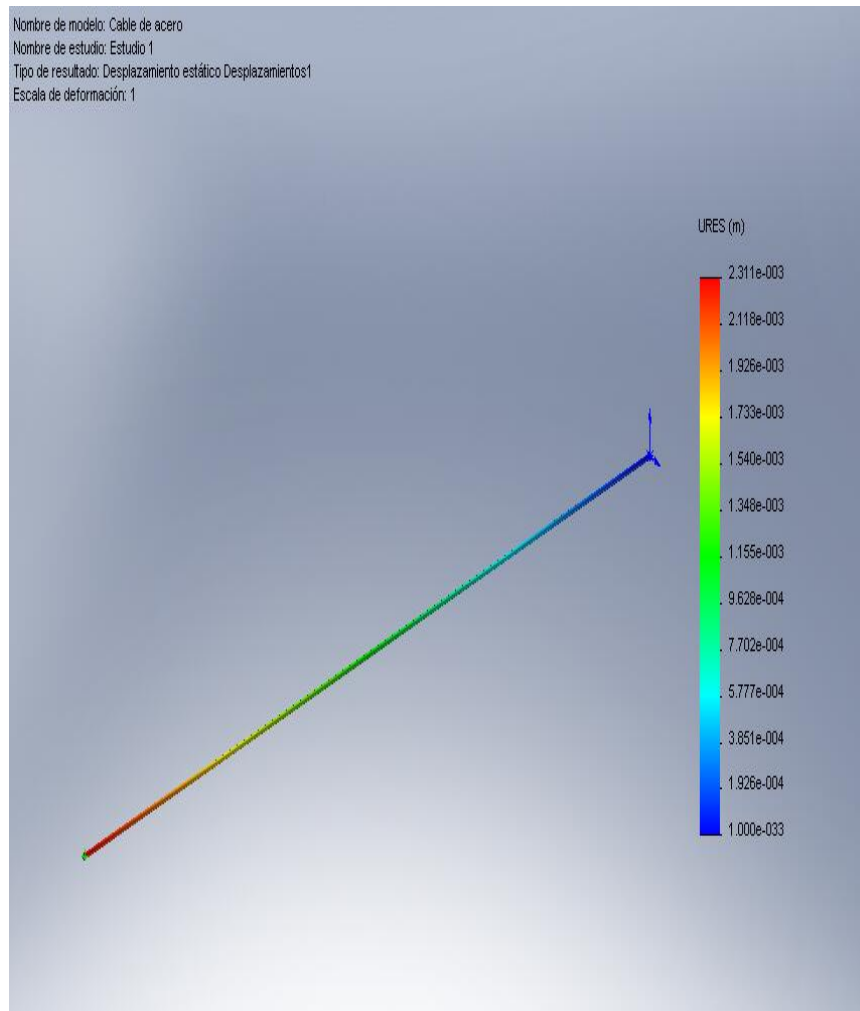


Figura N°4.54. Desplazamiento del cable de acero. [Fuente: Propia]

En la figura N° 4.54 se muestra el resultado del desplazamiento para el cable de acero, este resultado varia para los distintos punto a lo largo del cable, en la parte donde está sujeto al winche no se desplaza y es la que se observa completamente azul, al final del cable el color esta próximo al rojo y es la parte que se tensiona y está en contacto con la llave, es normal que ocurra esto, ya que en ese extremo del cable

es donde se aplica la mayor cantidad de fuerza (suponiendo en el caso de que se aplicará toda la carga de diseño), aún en este extremo no llega a obtener el valor máximo de desplazamiento, siendo así se concluye que es un buen diseño.

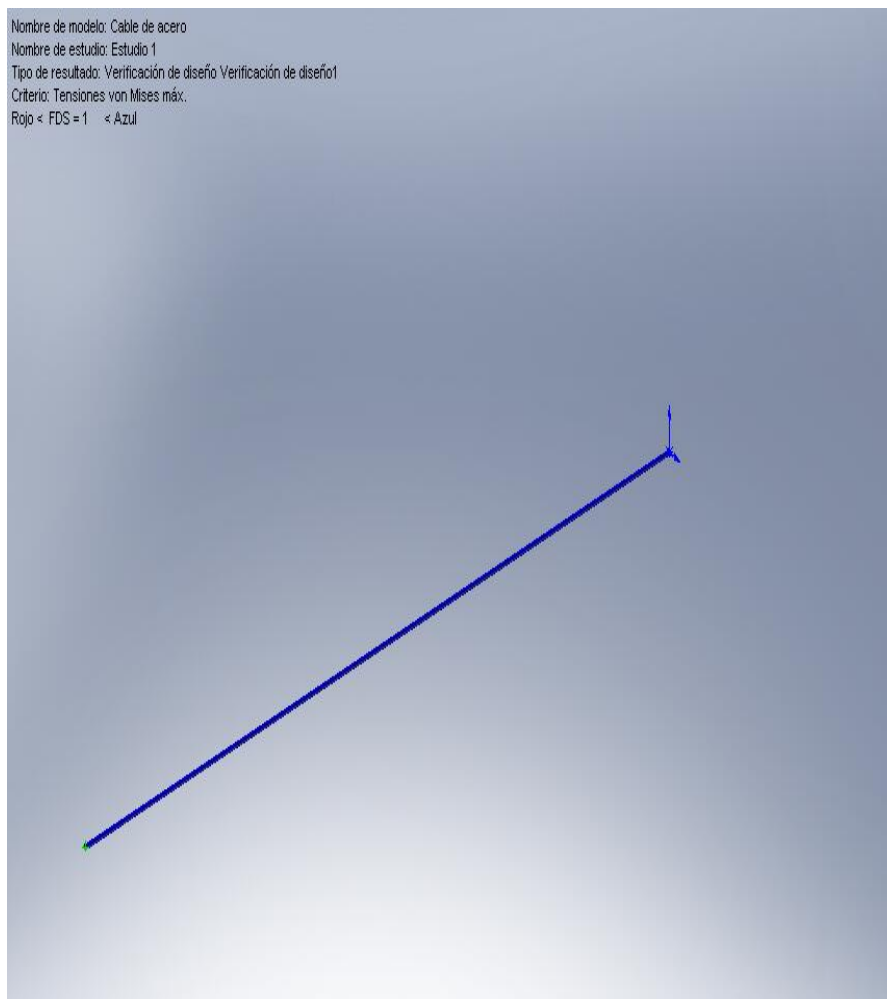


Figura N°4.55. Factor de seguridad del cable. [Fuente: Propia]

La figura N°4.55. muestra el estudio del factor de seguridad, se observa la siguiente nomenclatura, el color rojo indica que el factor de seguridad está por debajo de la unidad 1, y el color azul dice que está por encima de la unidad 1; como se sabe que un factor de seguridad igual a uno dice que en ese momento puede ocurrir la

falla, menor a 1, es un mal diseño y mayor a 1 es un buen diseño, con el resultado observado en la figura se tiene que ser logro un diseño adecuado.

CONCLUSIONES

1. El análisis causa raíz ayudó a identificar el problema creando un panorama analítico basado en hechos, dando como resultado que era un diseño inadecuado.
2. El vástago del cilindro neumático de traslación está fabricado con un material (AISI/SAE 1015) cuyas propiedades mecánicas son insuficientes para las condiciones de trabajo al que está sometido el mismo.
3. Los pasadores que permiten la unión del cilindro neumático a la llave modelo ZQ203-100II no fallarán por causa de las cargas evaluadas.
4. Poca experiencia del trabajador al manejar un equipo, además de la falta de supervisión de trabajo, puede ocasionar daños a los equipos que están bajo esa responsabilidad, generando pérdidas a la empresa.
5. Las dos propuestas de mejoras fueron: cambiar el material de fabricación del vástago y cambiar el cilindro neumático de traslación por un winche neumático basándose el último en el modelo de llave HAWKJAW; dejando en manos de la empresa la elección definitiva.
6. La elección del cambio de material del vástago por el acero AISI 4140, será lo suficiente para soportar todas las cargas a las que el vástago es sometido.
7. El programa de elementos finitos (COSMOWORKS), se utilizó para la evaluación del nuevo sistema de traslado, donde básicamente se analizó la guaya de la nueva propuesta, cuyo del factor de seguridad arrojado fue de 16.

RECOMENDACIONES

1. Basado en los resultados obtenidos, se hace necesario mejorar el diseño de la llave hidráulica modelo ZQ203-100II mediante la aplicación de cualquiera de las dos propuestas que se nombran a continuación: Cambiar el material del vástago del cilindro neumático de traslación o cambiar el cilindro neumático de traslación por un winche neumático.
2. Cambiar el material del vástago del cilindro neumático de traslación de la llave modelo ZQ203-100II de AISI/SAE 1015 a un AISI/SAE 4140.
3. Cambiar el cilindro neumático de traslación de la llave modelo ZQ203-100II, por un winche neumático.
4. Contar con un grupo de repuestos de las piezas mecánicas o partes de los equipos del taladro para el reemplazo en caso de presentar defectos.
5. Adiestramiento técnico-práctico al personal que va a manejar la llave hidráulica y los demás equipos de la empresa, además de la evaluación periódica de este personal.
6. El área de la planchada del taladro debe estar limpia de herramientas innecesarias que puedan obstaculizar el desenvolvimiento de los trabajadores.

BIBLIOGRAFÍA CITADA

1. Yanez, C. **“Determinar los niveles de confiabilidad de los sistemas del taladro Corpoven-12”**, Tesis de Grado, Escuela de Ingeniería Mecánica, UDO, Puerto la Cruz (2003).
2. Rojas C., Romulo A., **“ Análisis Causa Raíz de las Cajas Reductoras de Velocidad de los Enfriadores por Aire de los Motocompresores de una planta de Gas”**, Tesis de Grado, Escuela de Ingeniería Mecánica, UDO, Puerto la Cruz (2006).
3. Mogolión, Luís E. **“Estudio de las Sartas de Perforación en el Distrito San Tomé”**, Tesis de Grado, Escuela de Ingeniería Mecánica, UDO, Puerto la Cruz (1996).
4. BARBERII E., **“El pozo ilustrado”** Fondo Editorial del Centro Internacional de Educación y Desarrollo (FONCIED), Caracas (1998).
5. Manual del taladro PDV-01. Capitulo 13 **“Gerencia de construcción y Mantenimiento de Pozos”**. PDVSA (2007).
6. Says, Javier. **“Conceptos Básicos de Neumática e Hidráulica”**. Publicado con fecha 22/02/2008. En la WorldWideWeb:
www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica.htm
7. DEPPERT W. **“Dispositivos Neumáticos”**. Editorial MARCOMBO, México (1978).
8. Manual de Cables de Acero. **“Características de los cables de acero”**. BrinvenSA (2005).
9. SHIGLEY JOSEPH. **“Diseño de Elementos de Maquinas”**, Editorial Mc. Graw Hill, Sexta edición (2005).
10. HAMROCK BERNARD. **“Elementos de Maquinas”**, Editorial Mc. Graw Hill, México (2000).

11. Pérez, Antonio. “**Resistencia Mecánica**”. Publicado con fecha 01/02/2009. En la WorldWideWeb: www.propiedadesresistenciamateriales.com
12. GROOVER MIKELL. “**Fundamentos de Manufactura Moderna**”, Editorial Mc. Graw Hill, Tercera edición (2007).
13. Sánchez, Josué. “**Análisis Causa Raíz**” publicado con fecha 24/04/2009. En la WorldWideWeb: www.google.co.ve/search?hl=es&q=que/es/el/analisis/causa/raiz.com.
14. Orellana, Frank. “**Pandeo**”. Publicado con fecha 30/06/2009. En la WorldWideWeb: wikipedia.org/wiki/Pandeo.
15. Jonathan, Boutelle. “**Recipientes a Presión**”. Publicado con fecha 30/06/2009. En la WorldWideWeb: www.images.slideshare.net/profefisico/cilindros-de-pared-delgada-y-gruesa-mecnica-de-materiales-presentation.com.
16. Catalogo de Winches neumático. “**Serie Liftstar y Pullstar**”. INGERSOLL RAND (2008).
17. Catalogo de ganchos. “**Ganchos de ojo ROV**”. The Crosby Group (2008).
18. Catalogo de grapas para cable forjadas. “**G-450 Grapas crosby**”. The Crosby Group (2008).
19. Gabriel, Sosa. “**AISI 4140**”. Publicado con fecha 15/08/2008. En la WorldWideWeb: www.sumiteccr.com.
20. Manual de la Llave Hidráulica HAWKJAW. “**Gerencia de construcción y Mantenimiento de Pozos**”. PDVSA (2008).

BIBLIOGRAFÍA ADICIONAL

- ✚ MOTT L., **“Diseño de Elementos de Máquinas”**, Editorial Prentice Hall, Segunda edición, México (1992).
- ✚ BEER & JOHNSTON. **“Mecánica de los Materiales”**, Editorial Hall, tercera edición, (1993).

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y
ASCENSO:**

TÍTULO	“Rediseño de la llave hidráulica de enroscado de tubería, perteneciente a los taladros de perforación petrolera, asignados a PDVSA distrito San Tomé”
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CULAC / E MAIL
Mongua G., Rosanny A.	CVLAC: 17.536.619 EMAIL: rosanny-mongua@hotmail.com
	CVLAC: E MAIL:

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

Rediseño

Taladros petroleros

Llave hidráulica

Tuberías

Simulación SOLIDWORK

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÀREA	SUBÀREA
Ingeniería y Ciencias Aplicadas	Ingeniería Mecánica

RESUMEN (ABSTRACT):

El presente trabajo de grado se basó en el rediseño de la llave hidráulica modelo ZQ203-100II, de enroscado de tubería perteneciente a los taladros de perforación petrolera, asignados a PDVSA Distrito San Tomé. En primer lugar, se realizó un diagnóstico que dio a conocer el funcionamiento, componentes, sistemas, partes y estado actual de la llave. Se procedió a buscar datos para el análisis causa raíz (ACR), dando como resultado el mal estado en que se encuentra la llave hidráulica modelo ZQ203-100II. A partir de este punto se evaluaron parámetros de diseño y se conoció un modelo de llave distinta (modelo 100K-2GSR) para conocer las ventajas que tenía esta con respecto al ZQ203-100II; seguidamente se presentan las propuestas de mejora para la llave ZQ203-100II. Se evaluaron los posibles cambios al sistema de traslado de la llave, el primero fue el comportamiento del nuevo material elemento, y el segundo basado en un modelo de llave distinta, se estudiaron varios puntos, como su ubicación, adaptación y fijación a la llave; se finalizó con el estudio del cable de acero de uno de los nuevos sistemas (winche para halar), este se hizo por medio del programa de elementos finitos COSMOWORKS en el cual se obtuvieron resultados como la geometría y material adecuados para este trabajo.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

CONTRIBUIDORES:

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL				
Estaba R., Richard	ROL	CA	AS X	TU	JU
	CVLAC:	12.576.266			
	E_MAIL	richardestaba@hotmail.com			
García, Francisco	ROL	CA	AS	TU	JU X
	CVLAC:	5.188.071			
	E_MAIL	garciacova@gmail.com			
Chacón, Oroncio	ROL	CA	AS	TU	JU X
	CVLAC:	9.211.014			
	E_MAIL	Oroncio@hotmail.com			
	ROL	CA	AS	TU	JU
	CVLAC:				
	E_MAIL				

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2009	12	16
AÑO	MES	DÍA

LENGUAJE. SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ARCHIVO (S):

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
TESIS. Rediseño de la llave hidráulica modelo ZQ203-100II, perteneciente a los taladros de perforación petrolera. Doc	application/msword

CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS: A B C D E F G H
I J K L M N O P Q R S T U V W X Y Z. a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v w x y
z. 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9.

ALCANCE

ESPACIAL: Rediseño de una pieza mecánica. (OPCIONAL)

TEMPORAL: 12 meses (OPCIONAL)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Ingeniero Mecánico

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Pregrado

ÁREA DE ESTUDIO:

Departamento de Mecánica

INSTITUCIÓN:

Universidad de Oriente – Núcleo de Anzoátegui

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

DERECHOS

De acuerdo al artículo 41 del reglamento de trabajos de grado de la Universidad de Oriente

“Los trabajos son de exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y sólo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien le participará al Consejo Universitario.

Mongua G. Rosanny A.

AUTOR

Ing. Richard Estaba Ruiz

Ing. Francisco García

Ing. Oroncio Chacón

ASESOR

JURADO

JURADO

Ing. Diógenes Suarez

POR LA COMISION DE GRADO