

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“Análisis de un pistón hidráulico de una perforadora de rocas para
minería subterránea probado a una presión de 2800 Psi”**

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO

Autores:

Bach. Chauca Mejía, Esteban Javier

Bach. Jara Jara, Lister Anderson

Asesor:

M.Sc. Ing Risco Ojeda, Rusber Alberto

COD. ORCID. 0000-0003-0194-169X

NUEVO CHIMBOTE-PERÚ

2025



FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

HOJA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

El presente informe final de tesis titulado:

**“ANÁLISIS DE UN PISTÓN HIDRÁULICO DE UNA PERFORADORA DE
ROCAS PARA MINERÍA SUBTERRÁNEA PROBADO A UNA PRESIÓN DE 2800 PSI”,**
elaborado por los bachilleres:

CHAUCA MEJIA ESTEBAN JAVIER

JARA JARA LISTER ANDERSON

Para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico, ha constado con el asesoramiento de quien deja constancia de aprobación. Por tal motivo, firmo el presente trabajo en calidad de asesor.

Msc. Risco Ojeda, Rusber Alberto
COD. ORCID 0000-003-0194-169X
DNI:32903454
ASESOR



FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

HOJA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR

El presente informe final de tesis titulado:

**“ANÁLISIS DE UN PISTÓN HIDRÁULICO DE UNA PERFORADORA DE
ROCAS PARA MINERÍA SUBTERRÁNEA PROBADO A UNA PRESIÓN DE 2800 PSI”,**
elaborado por los bachilleres:

CHAUCA MEJIA ESTEBAN JAVIER

JARA JARA LISTER ANDERSON

Para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico, fue revisado y aprobado por el
siguiente Jurado Evaluador:



Dr. Quillos Ruiz, Serapio Agapito
COD. ORCID 0000-0002-4498-0034
DNI: 08597503
Presidente



Msc. Ríos Noriega, Fredesbildo Fidel
COD. ORCID. 0009-0007-9192-360X
DNI: 32958274
Secretario



Msc. Risco Ojeda, Rusber Alberto
COD. ORCID 0000-003-0194-169X
DNI: 32903454
Integrante

ACTA DE SUSTENTACIÓN INFORME FINAL DE TESIS

El día 18 del mes de agosto del año dos mil veinticinco, siendo las 12:00 pm., En el Laboratorio de Uso Múltiple de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica-FI-UNS, en concordancia a lo dispuesto en el Oficio Múltiple N° 034-2022-UNS-CU-SG, se instaló el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N° 254-2025-UNS- CFI, y de expedito según Resolución Decanal N° 539-2025-UNS-FI integrado por los docentes: **Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz (presidente)**, **Msc. Fredesbildo Fidel Ríos Noriega (secretario)** y el **Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda (Integrante)**, para dar inicio a la sustentación de la Tesis titulada: "ANÁLISIS DE UN PISTON HIDRAULICO DE UNA PERFORADORA DE ROCAS PARA MINERIA SUBTERRANEA PROBADO A UNA PRESION DE 2800 PSI", perteneciente a los bachilleres: **JARA JARA LISTER ANDERSON** con código de matrícula **N°0201316047**, **CHAUCA MEJIA ESTEBAN JAVIER** con código de matrícula **N°0201316046**, quien fue asesorado por el Msc. Risco Ojeda Rusber Alberto, según Resolución Decanal N.º 482-2022-UNS-FI.

El Jurado Evaluador, después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo, y con las sugerencias pertinentes en concordancia con el Reglamento General de Grados y Títulos, vigente, declaran aprobar:

BACHILLER	PROMEDIO VIGESIMAL	PONDERACIÓN
CHAUCA MEJIA ESTEBAN JAVIER	17	BUENO

Siendo las 12:30 pm del mismo día, se dio por terminado el acto de sustentación, firmando la presente acta en señal de conformidad.

Nuevo Chimbote, agosto 18 de 2025



Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz
PRESIDENTE



Msc. Fredesbildo Fidel Ríos Noriega
SECRETARIO



Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda
INTEGRANTE



ACTA DE SUSTENTACIÓN INFORME FINAL DE TESIS

El día 18 del mes de agosto del año dos mil veinticinco, siendo las 12:00 pm., En el Laboratorio de Uso Múltiple de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica-FI-UNS, en concordancia a lo dispuesto en el Oficio Múltiple N° 034-2022-UNS-CU-SG, se instaló el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N° 254-2025-UNS- CFI, y de expedito según Resolución Decanal N° 539-2025-UNS-FI integrado por los docentes: **Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz (presidente)**, **Msc. Fredesbildo Fidel Ríos Noriega (secretario)** y el **Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda (Integrante)**, para dar inicio a la sustentación de la Tesis titulada: "ANÁLISIS DE UN PISTÓN HIDRAULICO DE UNA PERFORADORA DE ROCAS PARA MINERÍA SUBTERRANEA PROBADO A UNA PRESION DE 2800 PSI", perteneciente a los bachilleres: **JARA JARA LISTER ANDERSON con código de matrícula N°0201316047**, **CHAUCA MEJIA ESTEBAN JAVIER con código de matrícula N°0201316046**, quien fue asesorado por el Msc. Risco Ojeda Rusber Alberto, según Resolución Decanal N.º 482-2022-UNS-FI.

El Jurado Evaluador, después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo, y con las sugerencias pertinentes en concordancia con el Reglamento General de Grados y Títulos, vigente, declaran aprobar:

BACHILLER	PROMEDIO VIGESIMAL	PONDERACIÓN
JARA JARA LISTER ANDERSON	17	BUENO

Siendo las 12:30 pm del mismo día, se dio por terminado el acto de sustentación, firmando la presente acta en señal de conformidad.

Nuevo Chimbote, agosto 18 de 2025


Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz
PRESIDENTE


Msc. Fredesbildo Fidel Ríos Noriega
SECRETARIO


Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda
INTEGRANTE

AGRADECIMIENTOS

Quisiéramos iniciar expresando nuestro más sincero agradecimiento a Dios por darnos la vida, luego a nuestro asesor de tesis el Ing. Rusber Risco Ojeda, cuya experiencia, paciencia y apoyo constante fueron fundamentales para la realización de este trabajo de tesis.

A nuestras familias, especialmente a nuestros padres, manifestamos que estamos profundamente agradecidos por su amor incondicional y su apoyo constante. Su cariño y apoyo ha sido el motor que nos ha permitido completar este camino.

A la Universidad Nacional del Santa, gracias por brindarnos la oportunidad de crecer académica y profesionalmente.

A nuestros amigos y compañeros, gracias por su compañía y soporte en los momentos de estrés y alegría que nos tocó pasar durante la etapa universitaria.

Finalmente, agradecemos a todos los colegas y colaboradores que participaron en esta investigación. Su ayuda en la recopilación de datos, revisión de nuestro trabajo y su valioso tiempo que emplearon en sacar adelante esta tesis.



Recibo digital

Este recibo confirma que su trabajo ha sido recibido por **Turnitin**. A continuación podrá ver la información del recibo con respecto a su entrega.

La primera página de tus entregas se muestra abajo.

Autor de la entrega: Esteban Javier CHAUCA MEJÍA
Título del ejercicio: Tesis
Título de la entrega: Análisis de un pistón hidráulico de una perforadora de rocas p...
Nombre del archivo: T._Chauca_Mej_a_Javier_Jara_Jara_Lister.pdf
Tamaño del archivo: 4.32M
Total páginas: 143
Total de palabras: 24,397
Total de caracteres: 132,438
Fecha de entrega: 11-sept-2025 11:35a. m. (UTC-0500)
Identificador de la entrega: 2748055821

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

 **UNS**
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

"Análisis de un pistón hidráulico de una perforadora de rocas para
minería subterránea probado a una presión de 2800 Psi"

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO

Autores:

Bach. Esteban Javier Chauca Mejía
Bach. Lister Anderson Jara Jara

Asesor:

M.Sc. Ing. Rusber Alberto Risco Ojeda
COD. ORCID. 0000-0003-0194-169X

NUEVO CHIMBOTE-PERÚ
2025

Análisis de un pistón hidráulico de una perforadora de rocas para minería subterránea probado a una presión de 2800 Psi

INFORME DE ORIGINALIDAD

19%

INDICE DE SIMILITUD

18%

FUENTES DE INTERNET

1%

PUBLICACIONES

8%

TRABAJOS DEL
ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1

doi.org

Fuente de Internet

8%

2

Submitted to Universidad TecMilenio

Trabajo del estudiante

2%

3

hdl.handle.net

Fuente de Internet

1%

4

www.coursehero.com

Fuente de Internet

1%

5

bibdigital.epn.edu.ec

Fuente de Internet

1%

6

Submitted to Universidad Mariano Gálvez de Guatemala

Trabajo del estudiante

<1%

7

pdfkul.com

Fuente de Internet

<1%

8

Submitted to Escuela Politecnica Nacional

Trabajo del estudiante

<1%

ÍNDICE

Resumen.....	xx
Abstract	xxi
I. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Antecedentes	1
1.1.1 Nacionales	1
1.1.2 Internacionales	2
1.2 Formulación del problema	3
1.3 Limitación de la investigación	3
1.4 Objetivos de la investigación	4
1.4.1 Objetivo General	4
1.4.2 Objetivos Específicos.....	4
1.5 Formulación de Hipótesis.....	5
1.6 Justificación de la investigación.....	5
1.6.1 Técnica	5
II. MARCO TEÓRICO.....	6
2.1 Cilindro Hidráulico	6
2.1.1 Vástago.....	7
2.1.2 Embolo	7

2.1.3	Juntas.....	7
2.2	Tipo de cilindros hidráulicos.....	7
2.2.1	Actuador de simple efecto.....	8
2.2.2	Actuador de doble efecto.....	9
2.3	Características de Cilindro Hidráulico	9
2.3.1	Concentricidad	9
2.3.2	Perpendicularidad.....	9
2.3.3	Alineamiento	9
2.3.4	Estanqueidad	10
2.3.5	Resistencia.....	10
2.4	Criterios a tomar en cuenta en un cilindro hidráulico	10
2.5	Tubo acero estructural SAE 1045.	11
2.6	Pernos.....	12
2.7	Sellos para óptimo funcionamiento de los Cilindros.	13
2.8	Carga estática simple.....	14
2.8.1	Materiales uniformes y no uniformes	18
2.8.2	Materiales dúctiles y frágiles.....	19
2.9	Diseño de Elementos por Carga Estática	20
2.9.1	Esfuerzo de diseño	20
2.9.2	Factor de seguridad y ecuación de diseño	21

2.9.3	Tipo de material	25
2.9.4	Criterio de falla.....	25
2.10	Diseño por Resistencia Mecánica.....	26
2.10.1	Carga axial.....	27
2.11	Flexión	28
2.12	Teoría de falla de Von Mises.....	29
2.12.1	Consideración sobre teoría de falla estática	31
2.12.2	Diseño de elementos a compresión	33
2.13	Cargas variables - Teoría de Fatiga	34
2.14	Regímenes de fatiga.....	34
2.14.1	Límite de fatiga y Resistencia a la fatiga	35
2.15	Aceros	37
2.16	Variación de los Esfuerzos	38
2.17	Teoría de Goodman	40
2.18	Valor Actual Neto y Tasa Interna de Retorno	42
2.18.1	Valor Actual Neto	42
2.18.2	Tasa Interna de Retorno	43
2.19	Soldadura	44
2.19.1	Clasificación de la Soldadura.....	44
2.19.2	Tipos de Material para Soldadura.	46

2.19.3 Soldadura con Arco Eléctrico Protegido	46
III. MATERIALES Y MÉTODOS	47
3.1 Materiales	47
3.1.1 Bienes materiales.....	47
3.1.2 Bienes Humanos.....	48
3.2 Metodología	49
3.2.1 Método de investigación	49
3.2.2 Técnica de recolección de datos.....	49
3.2.3 Análisis de procesamiento de información	50
3.2.4 Población.....	51
3.2.5 Muestra.....	52
3.2.6 Identificación de las variables	52
3.2.7 Operacionalización de variables.....	53
3.2.8 Diseño de investigación	54
IV. CÁLCULOS	55
4.1 Cálculo de esfuerzo en Cilindro Hidráulico	56
4.1.1 Esfuerzo tangencial en Cilindro original.....	56
4.1.2 Esfuerzo tangencial en Cilindro nuevo	56
4.1.3 Cálculo de factor de seguridad	57
4.1.4 Cálculo del Espesor del Cilindro nuevo	58

4.1.5	Cálculo de Esfuerzo Longitudinal.....	59
4.2	Cálculo de Deformación en Cilindro Hidraulico	59
4.3	Cálculo de espesor de Brida 1	60
4.4	Cálculo de Soldadura	61
4.4.1	Cálculo de soldadura en Brida 1	61
4.4.2	Cálculo de soldadura de Brida 2	62
4.5	Cálculo de unión Empernada	63
4.5.1	Cálculo de longitud de placas “h”	64
4.5.2	Longitud del sujetador “L”	64
4.5.3	Cálculo de longitud roscada “LT”	64
4.5.4	Cálculo de la longitud útil sin rosca “ld”	64
4.5.5	Cálculo de agarre efectivo “l’”	64
4.5.6	Cálculo de longitud de parte útil roscada “lt”	65
4.5.7	Cálculo del área del perno sin rosca.....	65
4.5.8	Cálculo de rigidez efectiva “Kd” y “Kb”	65
4.5.9	Cálculo de rigidez “Km”	65
4.5.10	Cálculo de la constante de rigidez “C”	66
4.5.11	Cálculo de Precarga en el perno	66
4.5.12	Cálculo del Número de pernos	66
4.6	Selección del Vástago	67

4.6.1	Cálculo de la relación de esbeltez.	67
4.6.2	Cálculo de razón de esbeltez de transición.....	67
4.6.3	Cálculo del Diámetro	67
4.6.4	Cálculo de la carga Crítica	68
4.6.5	Cálculo de la Fuerza en el vástago	68
4.6.6	Cálculo de Deformación en el vástago.....	69
4.6.7	Cálculo de factor de seguridad de pandeo.....	70
4.6.8	Cálculo de factor de seguridad de diseño.....	70
4.7	Cálculo del Número de ciclos de vida del Vástago.....	70
4.7.1	Cálculo del esfuerzo alternante	71
4.7.2	Cálculo del Límite de Resistencia a la Fatiga	71
4.7.3	Cálculo del esfuerzo medio	72
4.7.4	Cálculo de la resistencia a la fatiga	72
4.7.5	Cálculo del número de ciclos de vida finita	72
4.7.6	Cálculo de factor de seguridad de fatiga	73
4.8	Análisis Vibracional.....	74
4.8.1	Respuesta de evaluación.....	75
4.8.2	Evaluación Post – mejora.....	77
4.9	Selección de sellos hidráulicos.....	78
4.9.1	Sellos del Embolo.....	78

4.9.2 Sellos de Tapa	82
4.10 Simulación del Prototipo	86
4.10.1 Simulación de Cilindro.....	87
4.10.2 Simulación de Vástago.....	89
4.11 Tasa Interna de Retorno.....	92
4.11.1 Actividades de mayor incidencia que generaron sobrecostos.	93
4.11.2 Costos de fabricación de los Cilindros Hidráulicos	94
4.11.3 Sobrecostos por la fabricación de los Cilindros Hidráulicos.	95
4.11.4 Ingresos operativos por la fabricación de cilindros hidráulicos.....	95
4.11.5 Cálculo del VAN (Valor Presente Neto).....	96
4.11.6 Cálculo de la TIR (Tasa interna de retorno).....	96
4.11.7 Cálculo de la TIR sin considerar Sobrecostos.....	97
V. RESULTADOS Y DISCUSIONES.....	98
5.1 Resultados	98
5.1.1 Resumen de los cálculos encontrados	98
5.1.2 Resultado de Esfuerzos y Deformaciones	99
5.1.3 Resultado del diseño de Brida.....	101
5.1.4 Resultado de análisis de fatiga	102
5.1.5 Resultado de la selección de sellos y juntas	102
5.1.6 Resultado de prueba hidráulica del pistón hidráulico.	102

5.1.7	Análisis financiero del proyecto.....	105
5.2	Discusiones.....	105
VI.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	107
6.1	Conclusiones	107
6.2	Recomendaciones.....	109
VII.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	110
VIII.	ANEXOS	112

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Cilindro Hidráulico y Componentes.....	6
Figura 2 Tipos de cilindros hidráulicos	7
Figura 3 Sello de cilindros hidráulicos	13
Figura 4 Probeta para el ensayo de tracción	14
Figura 5 Diagrama esfuerzo-deformación típico	15
Figura 6 Diagrama esfuerzo-deformación de aceros	17
Figura 7 Curva $S - \epsilon$ en traccion y compresion de material uniforme y no uniforme.....	18
Figura 8 Curvas $S-\epsilon$ de un material dúctil y frágil.....	20
Figura 9 Elementos sometidos a carga axial.....	28
Figura 10 Elemento de sección rectangular sometido a flexión	28
Figura 11 Diagrama de Von Mises	30
Figura 12 Valores de C, con diversas condiciones en sus extremos.....	33
Figura 13 Presentación de ensayo a la fatiga.	36
Figura 14 Relación entre el límite de fatiga y el esfuerzo último de los aceros	38
Figura 15 Variacion sinusoidal de esfuerzo con respecto al tiempo.....	38
Figura 16 Diagrama de esfuerzo medio y alternante	41
Figura 17 Representación gráfica del valor presente y el valor futuro	42

Figura 18 Diagrama de delimitacion del objeto de estudio	52
Figura 19 Plano del cilindro hidráulico proporcionado por la empresa Far Industrias	55
Figura 20 Área normal de soldadura en la tapa del cilindro	61
Figura 21 Dimensiones del perno Socket de 5/8” de diámetro.....	63
Figura 22 Fuerza sobre el vástago	69
Figura 23 Líneas de falla por esfuerzo de tracción o compresión	71
Figura 24 Grafica de fracción a la resistencia.....	73
Figura 25 Rango de severidad de velocidad vibracional	75
Figura 26 Grafica de velocidad de vibracion en la maquina perforadora.....	76
Figura 27 Grafica de espectro vibracional con picos elevados.....	76
Figura 28 Grafica de espectro vibracional con picos bajos	77
Figura 29 Diagrama para seleccionar guía de émbolo y tapa	79
Figura 30 Diagrama para calcular la luz entre el émbolo y cilindro.....	80
Figura 31 Diagrama para calcular la luz entre la tapa y vástago	83
Figura 32 Diagrama de dimensiones de sello de tapa o vástago.....	84
Figura 33 Diagrama de dimensiones de sello limpiador.....	85
Figura 34 Ensamblaje del cilindro hidráulico en el Software SolidWorks.....	87
Figura 35 Resultado de la simulación: Esfuerzo máximo del cilindro	88

Figura 36 Resultado de la simulación: Desplazamiento del cilindro.....	88
Figura 37 Resultado de la simulación: Factor de seguridad del cilindro	89
Figura 38 Resultado de la simulación: Esfuerzo máximo del vástago	90
Figura 39 Resultado de la simulación: Desplazamiento del vástago	91
Figura 40 Resultado de la simulación: Factor de seguridad del vástago	91
Figura 41 Cilindro hidráulico sometido a una prueba de presión de 4000 psi.	103
Figura 42 Manómetro durante la prueba: presión alcanzada 4000 psi.	104

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Propiedades mecánicas del Acero SAE 1045	11
Tabla 2 Cuadro comparativo de Grado de dureza	12
Tabla 3 Tabla de factores de seguridad. Valores mínimos recomendados	24
Tabla 4 Bienes materiales de oficina	48
Tabla 5 Herramientas de campo	48
Tabla 6 Cilindros hidráulicos más fabricados por la empresa Far Industrias	51
Tabla 7 Variable independiente	53
Tabla 8 Variable dependiente	54
Tabla 9 Espacio de extrusion maxima GAP de Embolo	81
Tabla 10 Dimensiones del sello de émbolo	81
Tabla 11 Dimensiones de o ‘ring de émbolo	82
Tabla 12 Espacio de extrusion maxima GAP de Tapa	84
Tabla 13 Dimensiones del sello de tapa.....	84
Tabla 14 Dimensiones del sello limpiador.....	85
Tabla 15 Dimensiones del o ‘ring de tapa.	86
Tabla 16 Parámetros de entrada y resultados de la simulación de cilindro	87
Tabla 17 Parámetros de entrada y resultados de la simulación del vástago	90

Tabla 18 Costos de fabricación de los cilindros hidráulicos.....	94
Tabla 19 Sobrecostos por la fabricación de los cilindros hidráulicos.....	95
Tabla 20 Ingresos operativos por fabricación de cilindros hidráulicos	95
Tabla 21 Resumen de esfuerzos y cargas que fueron calculados	98
Tabla 22 Características de cilindro.....	100
Tabla 23 Esfuerzos y deformaciones por métodos analíticos y FEM.....	101
Tabla 24 Resultados de la prueba hidráulica del cilindro	104

SÍMBOLOS

F_{cr} =Carga de pandeo de Euler, [Kgf] ó [N].

C = Constante para columnas largas con diferentes condiciones de extremo (Ver figura 19).

π = Pi. Número irracional cuyo valor es 3.1416

E =Módulo de Elasticidad del Acero SAE 1045 es 30 MPa.

I = Momento de inercia de la sección transversal del vástago, [in⁴] ó [m⁴].

η = Factor de seguridad depende de la aplicación del cilindro.

L_e =Longitud equivalente, [in²] ó [m²].

P_o =Presión interna de operación en un cilindro de pared gruesa, [lb/in²] ó [N/m²].

P_d =Presión de diseño en un cilindro de pared gruesa, [lb/in²] ó [N/m²].

P_p = Presión de prueba en un cilindro hidráulico, [lb/in²] ó [N/m²].

σ_{tmax} =Tensión de tracción máxima, [lb/in²] ó [N/m²].

σ_{cmax} =Tensión de compresión máxima, [lb/in²] ó [N/m²].

S_y =Resistencia a la fluencia a tensión, [lb/in²] ó [N/m²].

S_{ut} =Resistencia última a la tensión, [lb/in²] ó [N/m²].

S_{yc} =Resistencia de fluencia en compresión [lb/in²] ó [N/m²].

S_{uc} = Resistencia última en compresión [lb/in²] ó [N/m²].

S_{ys} =Resistencia de fluencia en cortante, [lb/in²] ó [N/m²].

S_{us} = Resistencia última en cortante, [lb/in²] ó [N/m²].

σ_{adm} = Esfuerzo admisible del material, [lb/in²] ó [N/m²].

σ_r = Tensión radial en un cilindro de paredes gruesas, [lb/in²] ó [N/m²].

σ_t = Tensión tangencial en un cilindro de paredes gruesas, [lb/in²] ó [N/m²].

σ_L = Tension longitudinal en un cilindro de paredes gruesas, [lb/in²] ó [N/m²].

σ_{VM} = Tension equivalente de Von Mises, [lb/in²] ó [N/m²].

τ = Tensión cortante en la superficie interna del cilindro, [lb/in²] ó [N/m²].

μ = Módulo de Poisson, su valor típico para materiales isotrópicos como el Acero es 0.3.

S_e = Límite de resistencia a la fatiga, [lb/in²] ó [N/m²].

S_f = Resistencia a la fatiga, [lb/in²] ó [N/m²].

S_a = Esfuerzo alternante, [lb/in²] ó [N/m²].

S_m = Esfuerzo alternante medio, [lb/in²] ó [N/m²].

N = Número de ciclos de vida a la fatiga, [Adimensional].

Resumen

En este proyecto de tesis se realizó el estudio de un pistón hidráulico de la perforadora de rocas SBM 400 SR que fabrica la empresa metalmecánica Far Industrias SAC, en donde se determinó el esfuerzo equivalente máximo de Von Mises igual a 23.65 Kpsi en las paredes del cilindro hidráulico respaldado por un factor de seguridad de 2. Para el vástago del pistón hidráulico se seleccionó un diámetro igual a 3.5 pulg (Resultando una carga admisible de 121.8 Klb) suficiente para que pueda resistir una carga de 83.67 Klb con un factor de seguridad de 6, además se realizó el análisis de ciclos de vida a la fatiga de este componente por ser el más crítico donde dicho valor fue 1.6×10^6 . Se realizó el análisis de elementos finitos haciendo uso del programa SolidWorks, con una presión de 4000 psi dando un esfuerzo máximo de Von Mises de 416 Mpa para el cilindro y con la aplicación de una carga de 38.5 Klb se obtuvo un esfuerzo máximo de Von Mises de 346 Mpa para el vástago, resultando valores por debajo del límite admisible del material. Por último, se seleccionó los tipos de sellos hidráulicos considerando la presión y condiciones de trabajo de este componente (pistón hidráulico) y se encontró una tasa interna de retorno rentable igual a 55 % para este proyecto.

Palabra clave: Actuador hidráulico, perforadora, simular, verificar.

Abstract

In this thesis project, a study of a hydraulic piston of the SBM 400 SR rock drill manufactured by the metalworking company Far Industrias SAC was carried out, where the maximum equivalent stress of Von Mises was determined equal to 23.65 Kpsi on the walls of the hydraulic cylinder backed by a safety factor of 2. For the rod of the hydraulic piston, a diameter equal to 3.5 inches was selected (Resulting in an admissible load of 121.8 Klb) sufficient to withstand a load of 83.67 Klb with a safety factor of 6, in addition, the fatigue life cycle analysis of this component was carried out as it is the most critical where said value was 1.6×10^6 . A finite element analysis was performed using SolidWorks software. A pressure of 4000 psi gave a maximum Von Mises stress of 416 Mpa for the cylinder, and a load of 38.5 kJ/lb applied to the rod gave a maximum Von Mises stress of 346 Mpa, resulting in values below the acceptable material limit. Finally, the hydraulic seal types were selected based on the pressure and operating conditions of this component (hydraulic piston), and a cost-effective internal rate of return of 55% was found for this project.

Keyword: Hydraulic actuator, drilling machine, simulate, verify.

I. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

1.1.1 Nacionales

Peña Palomino, R. R. (2016), mencionó que el diseño del cilindro hidráulico y su soldadura cumple con las normativas establecidas en el Código ASME Sección VIII, División 1, además la elección de los componentes principales del sistema hidráulico, como el cilindro auxiliar y la bomba hidráulica, se realizó conforme a las especificaciones del mismo código, garantizando que la potencia sea adecuada. Por último, llevó a cabo un análisis por elementos finitos de la bomba utilizando el software ANSYS, donde se verificaron los resultados relacionados con la selección de materiales.

Turpo Ccoa, S. (2020), buscó desarrollar conceptos de solución que se ajusten a las necesidades específicas del cilindro hidráulico y eligió la alternativa más adecuada para su diseño. Además, realizó los cálculos necesarios que avalen el diseño de los componentes y los planos para su fabricación y montaje.

García Lazo, P. (2009), describió que el criterio de Von Mises fue desarrollado y se justifica a partir del comportamiento de los materiales bajo carga estática. No obstante, mencionó que esta teoría también es aplicable a situaciones de carga que generan fatiga.

Mendoza, C. L. (2014), concluyó que la recuperación de sellos nos brinda la oportunidad de reducir costos en mano de obra y en insumos como la soldadura. Asimismo, menciona que esto ayuda a prevenir problemas de porosidad y reprocesos que pueden generar fatiga en el material.

1.1.2 *Internacionales*

Muela, M. V. (2017), desarrolló un diseño utilizando ingeniería concurrente y las especificaciones técnicas se definieron según las necesidades del cliente. Asimismo, en todas las pruebas que realizó corroboró que el cilindro no superara los 3000 psi de presión para los cuales fue concebido.

Salazar, E. A. (2006), realizó un estudio donde evaluó la capacidad de carga del pistón hidráulico de doble articulación. Sin embargo, observó que las columnas reales se diferencian de las ideales por defectos como flexión del extremo inicial del eje longitudinal.

Manobanda, E. K., & Paredes, D. A. (2012), analizaron que es más práctico diseñar la unidad hidráulica de tal manera que se puedan detectar y observar caídas de presión, filtración de fluidos y que esto podía ocurrir en zonas de cordones de soldadura y conexiones hidráulicas.

Chicu, D. (2022), realizó un estudio del valor actual neto (VAN) y tasa interna de retorno (TIR) enfocado en el diseño de componentes hidráulicos de un proyecto de inversión.

Si bien es cierto el diseño de un componente mecánico para la industria minera permite crear una pieza que opere a condiciones extremas y para tareas específicas, es de vital importancia también para las empresas manufactureras en la industria nacional la innovación y la mejora para poder entrar en el ámbito competitivo de su rubro, sin embargo la experiencia en fabricaciones sin tener conocimiento en el diseño del componente trae como consecuencia las dificultades para cumplir objetivos como eficiencia, confiabilidad y costos impidiendo de esta manera la contribución a optimización y nuevas soluciones. Por lo tanto, evaluar la resistencia estructural del diseño de un pistón hidráulico que forma parte de la perforadora de rocas SBM 400 SR antes de su fabricación va asegurar buen funcionamiento, seguridad y rigidez del

componente mecánico. El aporte de esta tesis se va enfocar en brindar datos reales de un actuador hidráulico estabilizador de doble efecto que no es estándar y no se encuentra en el mercado comercial debido a su diseño complejo, esta información va servir como ejemplo para realizar futuros estudios estructurales acerca de cilindros hidráulicos de diferentes configuraciones para la industria minera. También las formulaciones matemáticas de cálculos de esfuerzos y deformaciones en el cilindro hidráulico podrán servir para crear un modelo en un software de cálculo técnico que permita analizar si el diseño del cilindro de geometría compleja cumple con los requisitos para operar a ciertas condiciones de presión.

1.2 **Formulación del problema**

¿En qué medida la presión de prueba de 2800 psi influye en el análisis de un pistón hidráulico superior de anclaje de una perforadora de rocas modelo SBM 400 SR para minería subterránea a condiciones de operación de 4000 psi?

1.3 **Limitación de la investigación**

Esta investigación se centra exclusivamente en el análisis estructural del pistón hidráulico como componente clave del sistema hidráulico de una perforadora de rocas modelo SBM 400 SR, fabricado por FAR Industrias SAC. El estudio no aborda la evaluación directa de la máquina perforadora in situ como un todo, ni de su desempeño frente a diferentes tipos de roca (variabilidad geomecánica), debido a que el enfoque de esta tesis está orientado a validar el comportamiento mecánico del pistón hidráulico bajo condiciones estándar de presión hidráulica.

1.4 **Objetivos de la investigación**

1.4.1 **Objetivo General**

Analizar el comportamiento estructural del pistón hidráulico superior de anclaje de la perforadora de rocas SBM 400 SR fabricado por la empresa FAR INDUSTRIAS SAC a una presión de prueba de 2800 psi para minimizar riesgos de colapso y prevenir posibles fallas.

1.4.2 **Objetivos Específicos**

- A. Calcular los esfuerzos y deformaciones mediante la teoría de fallas por cargas estáticas en los elementos principales del cilindro superior de la columna de soporte de la Perforadora modelo SBM 400 SR para prevenir posibles fallas.
- B. Modelar y simular un prototipo virtual por medio del método de elementos finitos (FEM) empleando el programa de ingeniería SolidWorks, la geometría del cilindro hidráulico y sus componentes para evaluar factores como esfuerzos y deformaciones en sus componentes.
- C. Calcular el factor de seguridad de diseño del pistón hidráulico empleando leyes constitutivas de la resistencia de materiales y normas de ingeniería para luego verificar su valor obtenido según el rango recomendado para sistemas hidráulicos.
- D. Determinar el número de ciclos de vida a la fatiga del pistón hidráulico empleando la ecuación de Goodman para evaluar la influencia de esfuerzos y defectos en la superficie cuando se producen cargas fluctuantes en operación.
- E. Proyectar la tasa interna de retorno (TIR) para asegurar la rentabilidad de fabricación de pistón hidráulico.

1.5 **Formulación de Hipótesis**

Al realizar una prueba hidráulica a una presión de 2800 psi al pistón hidráulico superior de anclaje de la perforadora de rocas modelo SBM 400, esto podría afectar su estructura cuando trabaje a condiciones de operación de 4000 psi.

1.6 **Justificación de la investigación**

Debido a las elevadas presiones se requiere que dicho pistón tenga altas características de resistencia que den confiabilidad y seguridad de funcionamiento. Un aumento de la presión interna (4000 psi) que sobrepase ligeramente la presión de prueba puede generar una falla seria en la estructura del cilindro hidráulico si este no se ha diseñado con el factor de seguridad recomendado por normas y fabricantes.

1.6.1 **Técnica**

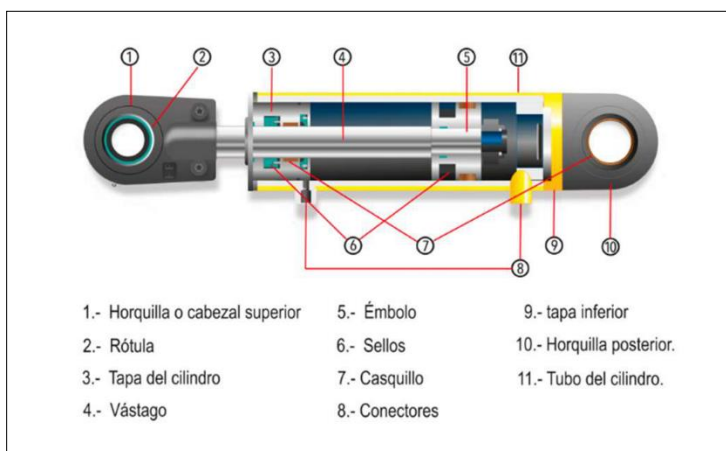
Debido a que se han producido fallas en la estructura del pistón hidráulico (colapso en la brida soldada en un extremo del cilindro hidráulico) es que surge la necesidad de hacer un estudio para una posible corrección de esas partes que afectan de manera notoria la calidad de fabricación del pistón hidráulico. Aplicar innovación y mejora en sus procesos de fabricación es uno de los objetivos de la empresa metalmecánica Far Industrias SAC, por tal motivo es necesario realizar el análisis estructural del pistón hidráulico superior de anclaje de la perforadora de rocas SBM 400 SR, para poder garantizar que dicho componente no va fallar antes de completar su vida útil.

II. MARCO TEÓRICO

El cilindro hidráulico es un dispositivo que transforma la energía hidráulica en energía mecánica (movimiento), este compuesto por la horquilla o cabezal superior, rotula, tapa del cilindro, vástago, embolo, sellos, casquillo, conectores, tapa inferior, horquilla posterior y tubo del cilindro. El cilindro se mueve por un pistón para generar una presión en el fluido el cual es aceite hidráulico y que ayuda a generar una fuerza mayor. (Turpo, 2020)

Figura 1

Cilindro Hidráulico y Componentes



Nota. Artes de cilindro hidráulico. Reproducido de machen Perú, 2017

(<https://www.machenperu.com>).

2.1 Cilindro Hidráulico

Según los grandes fabricantes de cilindros hidráulicos como Caterpillar, entre otros, los cilindros hidráulicos, también conocidos como motores hidráulicos lineales, son dispositivos compuestos por un cilindro, un vástago y un émbolo. Su función principal es convertir la presión de un líquido en movimiento lineal. (Turpo, 2020, pág. 18)

2.1.1 *Vástago*

Es el componente móvil que se conecta a un émbolo situado en el interior del cilindro.

2.1.2 *Embolo*

Es el componente que soporta la presión del líquido y, a su vez, desempeña la función de sellar y lubricar el interior del cilindro.

2.1.3 *Juntas*

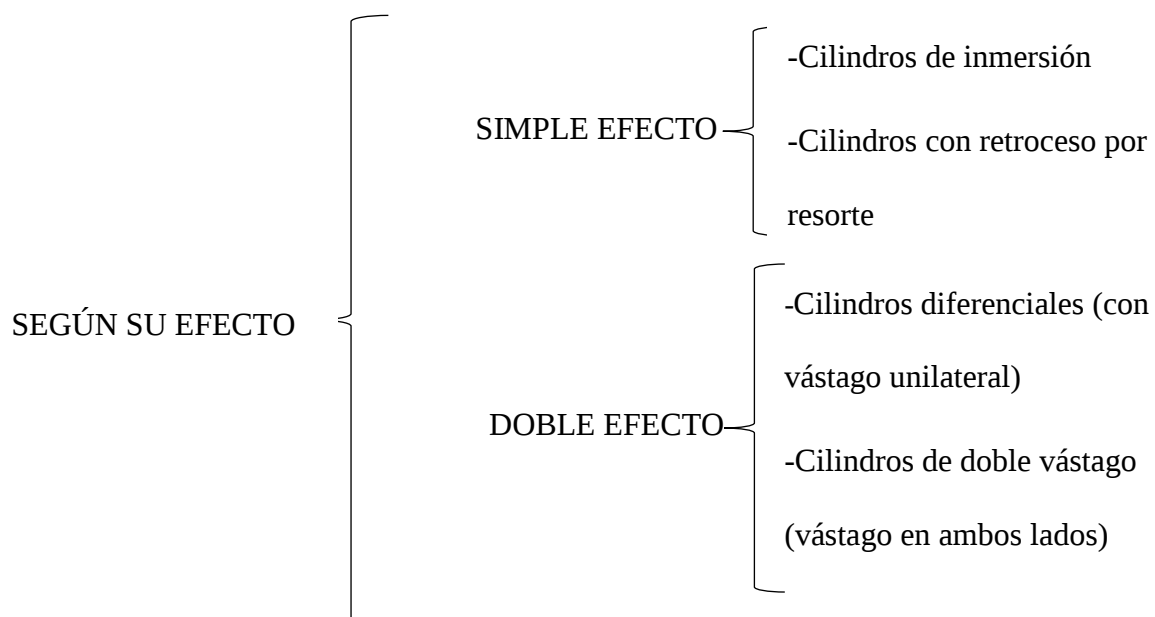
Sirve para evitar el paso del fluido usado en el cilindro de un espacio a otro.

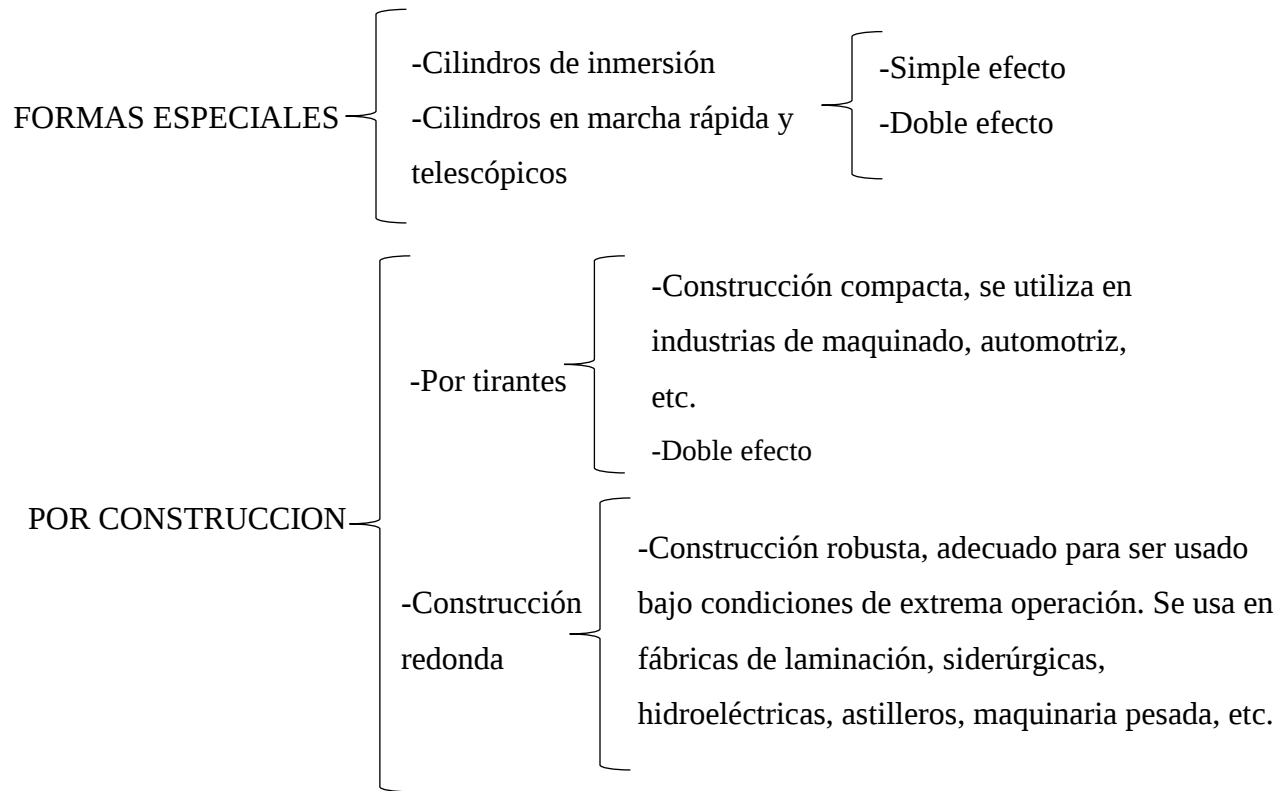
2.2 **Tipo de cilindros hidráulicos**

Existen diferentes tipos de cilindros, estos se determinan de acuerdo al trabajo al que van estar sometidos el cilindro y también según la presión de trabajo a la cual estará expuesto, del mismo modo cada cilindro tiene una función importante que determina la carga y presión de trabajo al que se encontraran.

Figura 2

Tipos de cilindros hidráulicos.





Nota. Adaptado de tipos de cilindros hidráulicos, por Libardo Vicente V, 2018, Diseño de elementos de máquinas.

2.2.1 *Actuador de simple efecto*

Realiza su fuerza en un solo sentido transmitiendo fuerza de compresión, retornando mediante su peso propio o fuerza externa. Este tipo de cilindros hidráulicos funcionan a través de un criterio sencillo: Una bomba inyecta el fluido que es el aceite hidráulico, hacia un cilindro hueco por medio del vástago que ocupa todo el interior del cilindro y realiza su movimiento con ayuda del aceite hidráulico. El cilindro de simple efecto es el más básico de todos, ya que el vástago recorre la misma distancia que el pistón, manteniendo un diámetro constante. (Turpo, 2020, pág. 19)

2.2.2 Actuator de doble efecto

Estos cilindros realizan su avance y retroceso por medio de un determinado fluido. Tiene dos caras el émbolo, lo que permite que este tipo de actuador de doble efecto pueda realizar trabajo en ambos sentidos transmitiendo tanto su fuerza de tracción como también la de compresión. Entre los actuadores de doble efecto están los cilindros de una etapa, estos trabajan en ambos sentidos de acuerdo al movimiento que realice el pistón ya sea por un lado u otro, así como también otro de los actuadores de doble efecto son los cilindros telescópicos. (Turpo, 2020, pág. 19)

2.3 Características de Cilindro Hidráulico

2.3.1 Concentricidad

Es la característica redonda del orificio que presentan los cilindros hidráulicos en su diámetro interior, las irregularidades que pueda presentar en su diámetro interior pueden provocar obstrucciones, fricción y desgaste.

2.3.2 Perpendicularidad

Es una tolerancia que controla que tan perpendicular esta del eje a la base del cilindro hidráulico. La perpendicularidad del eje está controlada por un cilindro que gira alrededor de un eje paralelo, se utiliza para verificar y comprobar su rectitud en el cilindro hidráulico.

2.3.3 Alineamiento

Todos los componentes del cilindro hidráulico están fabricados para reducir el movimiento radial al cual pueden estar sometidos ya sea por la carga o presión. De igual manera es importante que el pistón y el vástago estén alineados para mantener la estanqueidad, especialmente cuando la temperatura sea baja y para minimizar las cargas de pandeo en el vástago del pistón. Esto, a su vez, depende de las tolerancias combinadas del diámetro interior

del cilindro, el vástago del pistón, el anillo guía o la tira guía, el grosor radial y el diámetro de la carcasa.

2.3.4 ***Estanqueidad***

Se da en el cilindro cuando la velocidad del flujo es cero, mientras que la presión de choque es la presión que realiza el aceite hidráulico en una dirección perpendicular debido al impacto y movimiento del aceite hidráulico causado por cambios aleatorios, movimiento de partículas.

2.3.5 ***Resistencia***

El cilindro es proporcional a la longitud L , así como a la resistencia que se produce en su interior del tubo al paso del aceite hidráulico. Cuanto más largo es el cilindro, más cargas chocan con sus átomos, y cuanto mayor es el diámetro del cilindro, más carga transporta y el aceite hidráulico fluye más rápido en el cilindro hidráulico. De hecho, la resistencia es inversamente proporcional al área de la sección transversal del cilindro, además de depender del material con el que esté fabricado.

2.4 **Criterios a tomar en cuenta en un cilindro hidráulico**

Fluido. -Llamaremos "fluido" a una sustancia que puede deformarse de manera continua al aplicar una tensión, por pequeña que esta sea. Este término abarca tanto a los líquidos como a los gases, pero en el presente trabajo nos enfocaremos exclusivamente en los líquidos. (Turpo, 2020, pág. 17)

Viscosidad. - Es la medida de la resistencia que presenta un líquido al fluir.

Tensión superficial. - Es la fuerza que atrae a las moléculas de un líquido hacia su centro, con el fin de reducir su área superficial.

Cohesión. - Es la fuerza que une las moléculas de una sustancia específica.

Volumen. - Medida del espacio ocupado por un determinado cuerpo.

Caudal. - Cantidad de fluido que recorre por un ducto en una unidad de tiempo.

Peso específico. - Es la relación del peso del líquido por el volumen que esta ocupa.

Presión. - Es la fuerza ejercida sobre un área.

Velocidad. - Magnitud física que tiene módulo, sentido y dirección, que establece la relación entre el desplazamiento de un cuerpo y el tiempo transcurrido.

Esfuerzo a la compresión. – Es la capacidad del acero para resistir fuerzas de compresión, esta característica se analizará con mayor profundidad en nuestro proyecto.

2.5 Tubo acero estructural SAE 1045.

Se tiene la intención de utilizar este acero en la construcción del cilindro hidráulico, ya que su amplia disponibilidad permite adquirirlo en cualquier tienda a un precio muy accesible. En la Tabla 1, se pueden apreciar las propiedades técnicas proporcionadas por el fabricante. (Turpo, 2020, pág. 21)

Tabla 1

Propiedades mecánicas del Acero SAE 1045

Norma Técnica	Grado	Límite de Fluencia		Resistencia a la	
		Mínimo		Tracción Mínimo	
		Kpsi	MPa	Kpsi	MPa
SAE 1045		35	240	60	415

Nota. Adaptado de Diseño de elementos de máquinas, por Libardo Vicente V, 2018.

2.6 Pernos.

La unión atornillada es recomendable en equipos que van estar sujetas a mantenimientos constantes, por lo tanto, para el ensamblaje, utilizaremos pernos de alta calidad y gran resistencia. Nos adaptaremos a las dimensiones que resulten de los cálculos que realicemos en el futuro. Según el Manual Técnico de Pernos de Proyesa, líder mundial en la venta de estos componentes, un perno se define como una pieza cilíndrica, generalmente fabricada de acero, aunque también puede estar elaborada con otros materiales como cobre, plástico o bronce. Su diseño incluye en un extremo una cabeza hexagonal y en el otro una rosca. Además, los pernos son fabricados conforme a normas y estándares internacionales, como los establecidos por la ISO. (Turpo, 2020, pág. 25)

Tabla 2

Cuadro comparativo de Grado de dureza.

SAE (Sociedad de Ingenieros Automotrices)			
Número de grado	Material	Carga de prueba (Kpsi)	Esfuerzo de ruptura (Kpsi)
2	Acero de bajo carbono o acero al carbono	55 – 33	74 - 60
5	Acero al carbono templado y revenido	85 – 74	120 - 105
8	Acero al carbono aleado templado y revenido	120	150
ASTM (Sociedad Americana de Pruebas y Materiales)			

Nota. Adaptado de Diseño de elementos de máquinas, por Libardo Vicente V, 2018.

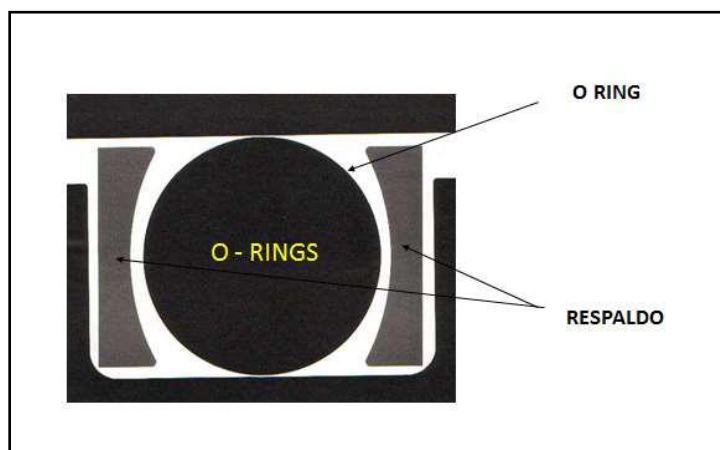
2.7 Sellos para óptimo funcionamiento de los Cilindros.

EL sello hidráulico es un dispositivo que evita que el aceite hidráulico se escape (o ingrese) a una máquina o contenedor. Se utilizan en cilindros hidráulicos para sellar los espacios entre los diferentes componentes que hay en el cilindro hidráulico. estos se moldean cuidadosamente, los sellos buscan impedir la entrada o salida del fluido, así también en la reparación de cilindros hidráulicos encontramos los sellos para el pistón, vástago, limpiadores, anillos de desgaste, sellos de tapa, O-rings.

Es importante tomar en cuenta las consideraciones en los sellos de la tapa dependiendo del modelo del cilindro hidráulico a reparar, ya que es uno de los factores determinantes para el proceso, así también la tapa en el cilindro hidráulico puede ir atornillada o también unida por pernos de anclaje, su función es sellar y rodear la parte final del vástago, tiene una apertura lo cual permite que el vástago ingrese y salga del cilindro hidráulico.

Figura 3

Sello de cilindros hidráulicos



Nota. Adaptado de Diseño de elementos de máquinas, por Libardo Vicente V,2018.

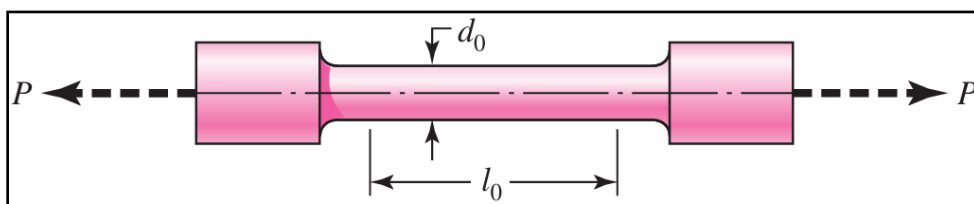
2.8 Carga estática simple

En el proceso de diseño de cualquier elemento mecánico, resulta imprescindible conocer acerca de las diversas propiedades de los materiales, con el objetivo de llevar a cabo una selección adecuada de los mismos. Entre las propiedades más relevantes se encuentran la resistencia a la tracción, a la compresión y a la torsión, así como la dureza, las resistencias de fluencia, la tenacidad, la ductilidad y la fragilidad.

Algunas de las propiedades fundamentales de un material se determinan mediante el ensayo de tracción. En el ensayo de tracción, se somete una probeta normalizada y pulida, correspondiente al material en cuestión, a una carga axial de tracción (como se puede observar en la figura 4). La carga de tracción aplicada inicia en cero y se incrementa hasta alcanzar un valor máximo, justo antes de la fractura de la probeta. A medida que se incrementa la carga, la probeta experimenta deformación; en consecuencia, se registran tanto la fuerza como la deformación en diferentes instantes del ensayo, lo que permite construir una curva esfuerzo-deformación, similar a la ilustrada en la figura 5, la cual representa la curva típica de un acero suave. (Vanegas U, 2018, pág. 67).

Figura 4

Probeta redonda para ensayo de tracción.

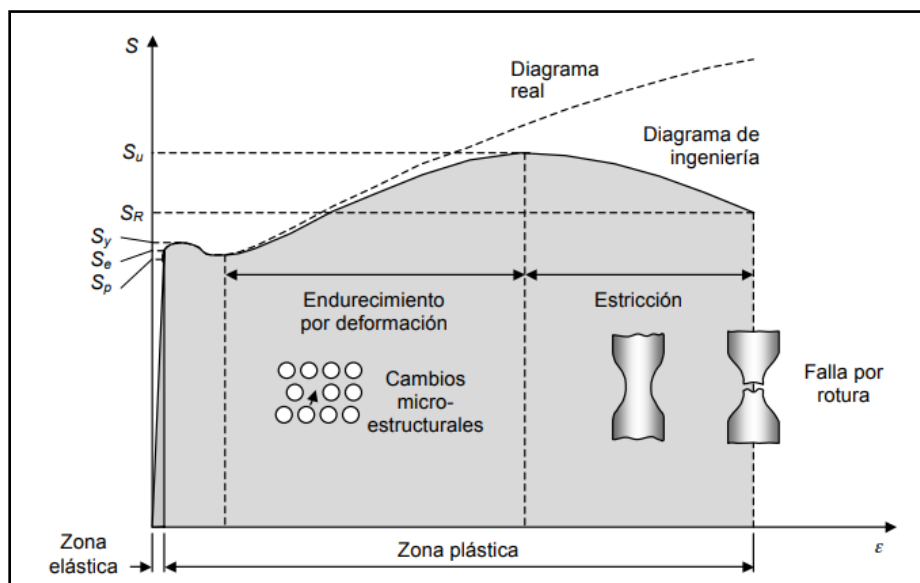


Nota. Pieza típica de prueba, con dimensiones estándar para d_0 (2.5, 6.25 y 12.5 mm y 0.505 pulg) y longitudes calibradas l_0 (10, 25, 50 mm y 1 y 2 pulg). Adaptado de Diseño

en ingeniería mecánica (p.28), por Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, 2008, McGraw Hill.

Figura 5

Diagrama esfuerzo-deformación típico de un acero de bajo contenido de carbono.



Nota. Deformación de aceros. Adaptado de Diseño de elementos de máquinas (p.68), por Libardo Vanegas, 2018, UTP.

Zona elástica. – Al inicio de la prueba, la deformación unitaria, ϵ , experimenta un incremento proporcional con respecto al esfuerzo, S , hasta alcanzar el límite de proporcionalidad, S_p , como se indica en la figura 5. La ecuación que establece esta relación de proporcionalidad es conocida como la Ley de Hooke:

$$S = E \cdot \epsilon \quad (1)$$

La constante de proporcionalidad es conocida como el módulo de Young o módulo de elasticidad, denotado como E . Es importante señalar que E representa la pendiente de la recta en

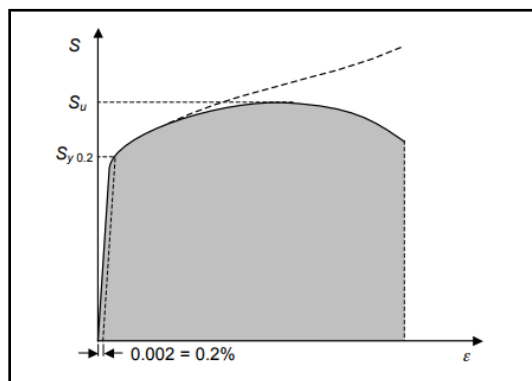
el diagrama de esfuerzo (S) frente a deformación (ϵ) y constituye una medida de la rigidez del material; un valor mayor de E implica una mayor rigidez.

Zona plástica. – Esta región se inicia donde finaliza la zona elástica. En la zona plástica se producen deformaciones plásticas (permanentes), lo que implica que la pieza permanece deformada incluso al retirar la carga aplicada. Los átomos del material comienzan a deslizarse de manera "facilitada" (véase la figura 5) como resultado de la acción de esfuerzos cortantes, cuando se alcanza la resistencia a la fluencia del material, representada como S_y . En este momento, se manifiestan grandes deformaciones con incrementos de carga mínimos o incluso inexistentes.

A medida que el material sufre deformación plástica, se acumulan dislocaciones que dificultan su deformación y lo hacen más resistente. Esto se llama endurecimiento por deformación (Ver figura 5). Durante esta etapa, se necesitan cargas mayores para seguir deformando el material, lo que resulta en una curva de deformación con pendiente positiva. Sin embargo, a medida que el material se adapta a nivel microscópico, su capacidad de endurecimiento puede disminuir. En un punto, el endurecimiento ya no compensa la reducción del área de la sección transversal, y comienza el fenómeno de estricción, donde una parte del material experimenta deformaciones elevadas y se forma una cintura.

Figura 6

Diagrama esfuerzo-deformación típico de aceros de alta resistencia y de aleaciones de cobre y aluminio



Nota. Deformación de aceros de alta resistencia. Adaptado de Diseño de elementos de máquinas (p.70), por Libardo Vanegas, 2018, UTP.

Las curvas mostradas en las figuras 5 y 6 son típicas de materiales dúctiles. En términos generales, los diagramas de esfuerzo-deformación (S - ϵ) de los aceros, así como de las aleaciones de aluminio, cobre, magnesio y titanio, entre otros materiales, presentan una zona elástica y una zona plástica, lo que implica la existencia de límites de fluencia y esfuerzos máximos.

Al someter probetas de ensayo a cargas de compresión y torsión, se generan curvas que son comparables a las ilustradas en las figuras 5 y 6.

Cuando no estén disponibles las resistencias a la torsión de aceros u otros metales dúctiles, estas pueden ser estimadas de la siguiente manera:

$$S_{us} \approx 0.75 S_u \quad (2)$$

$$S_{ys} \approx 0.577 S_y \quad (3)$$

Los subíndices “c” y “s” indican “compresión” y “shear” (cortante, en inglés) respectivamente

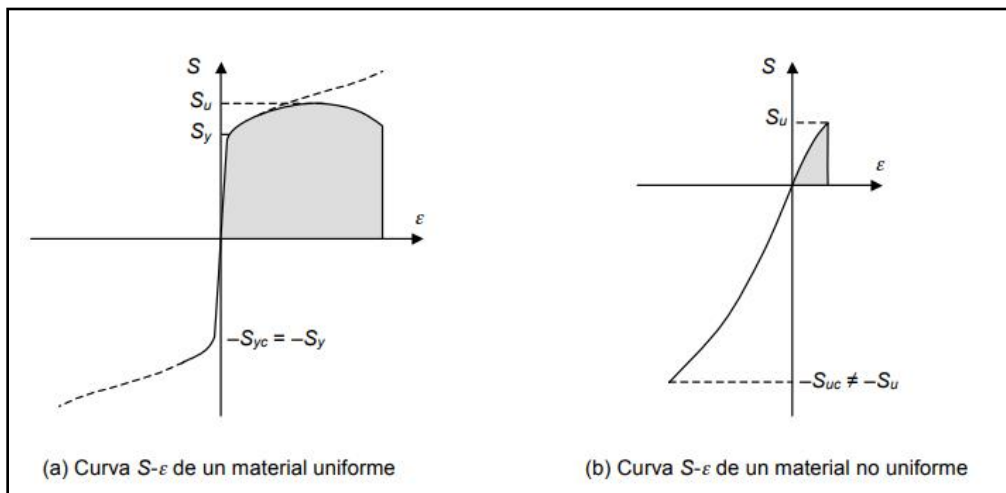
2.8.1 *Materiales uniformes y no uniformes*

2.8.1.1 **Material uniforme**

Un material se considera uniforme cuando su resistencia a la tracción es comparable a su resistencia a la compresión. En general, la mayoría de los materiales dúctiles exhiben esta uniformidad. La figura 7. a ilustra la curva S - ϵ de un material uniforme, como puede ser un acero o una aleación de aluminio o cobre. Es importante señalar la similitud entre la sección correspondiente a la tracción y la sección correspondiente a la compresión. La resistencia de fluencia en tracción es equivalente a la resistencia de fluencia en compresión.

Figura 7

Curvas S - ϵ en tracción y compresión para materiales uniformes y no uniformes.



Nota. Tracción y compresión en materiales uniformes y no uniformes. Adaptado de Diseño de elementos de máquinas (p.72), por Libardo Vanegas, 2018, UTP.

2.8.1.2 Material no uniforme

Un material se clasifica como no uniforme cuando su resistencia a la tracción difiere de la resistencia a la compresión. Por lo general, los materiales frágiles presentan resistencias a la compresión significativamente superiores a las que exhiben a la tracción. En la figura 8 se ilustra el diagrama de esfuerzo-deformación ($S-\epsilon$) de un material no uniforme, como es el caso del hierro fundido gris. La resistencia a la compresión (S_{uc}) del hierro fundido gris es considerablemente mayor que su resistencia a la tracción (S_u). Otros ejemplos de materiales no uniformes incluyen el concreto, que demuestra una mayor resistencia a la compresión, y la madera, que presenta una mayor resistencia a la tracción.

2.8.2 *Materiales dúctiles y frágiles*

2.8.2.1 Ductilidad

Un material se considera dúctil cuando presenta una tendencia a deformarse "significativamente" antes de alcanzar la fractura. Una de las metodologías empleadas para evaluar la ductilidad es la que se denomina "alargamiento" o "elongación", que corresponde a la deformación unitaria (desde el punto de vista de la ingeniería) experimentada por la probeta sometida a tracción, posterior a la fractura. Generalmente, la elongación se expresa en términos porcentuales:

$$Elongacion = \frac{L_f - L_o}{L_o} \times 100\% \quad (4)$$

Donde L_f y L_o representan respectivamente las longitudes final e inicial de la probeta. Dado que la elongación de una probeta depende de su longitud inicial, es imperativo especificar siempre dicha longitud, la cual suele ser de 2 pulgadas. Un material se clasifica como dúctil si su elongación excede el 5%.

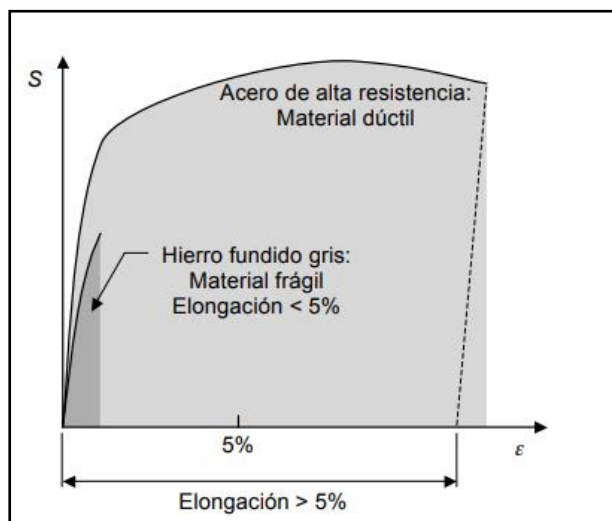
2.8.2.2 Fragilidad

La fragilidad se considera opuesta a la ductilidad. Se define un material como frágil cuando tiene la tendencia a romperse sin experimentar deformaciones significativas. Por lo tanto, la deformación total de un material frágil en el momento de su fractura bajo tensión es considerablemente menor en comparación con la de un material dúctil.

La medida de fragilidad es equivalente a la de ductilidad; un material se clasifica como frágil si su elongación es inferior al 5%.

Figura 8

Curvas S- ϵ de un material dúctil y un material frágil



Nota. Diagrama de material dúctil y frágil. Adaptado de Diseño de elementos de máquinas (p.73), por Libardo Vanegas, 2018, UTP.

2.9 Diseño de Elementos por Carga Estática

2.9.1 Esfuerzo de diseño

El diseño de elementos basado en su resistencia tiene como objetivo principal evitar que los esfuerzos máximos alcanzados igualen o superen los valores de esfuerzo que podrían

ocasionar la falla del material. Por consiguiente, es imperativo que el esfuerzo máximo en un elemento se mantenga por debajo de la resistencia de fluencia, con el fin de prevenir la falla por deformación plástica, así como de la resistencia a la rotura, para evitar la falla por fractura total. Para alcanzar estos objetivos, es posible manipular diversos factores, tales como dimensiones, geometrías, materiales, tratamientos térmicos, entre otros. En resumen, es esencial que el esfuerzo máximo en un elemento se mantenga por debajo de la resistencia correspondiente: (Vanegas U, 2018, pág. 74)

$$\text{Esfuerzo máximo} < \text{Resistencia}$$

Para superar la desigualdad y determinar las dimensiones de los elementos a diseñar, se utiliza el "esfuerzo de diseño," que también se llama esfuerzo admisible o permisible. Este esfuerzo se define como el máximo que un elemento puede soportar sin fallar. Es fundamental que el esfuerzo de diseño sea menor que la resistencia del material.

$$\text{Esfuerzo máximo} \leq \text{Esfuerzo de diseño} < \text{Resistencia}$$

2.9.2 *Factor de seguridad y ecuación de diseño*

En todo proceso de diseño se presentan incertidumbres inherentes. Los valores de resistencia de los materiales seleccionados pueden presentar un cierto grado de imprecisión o variabilidad. Además, los métodos de cálculo comúnmente suponen condiciones que, en la práctica, no se cumplen. Los valores de las cargas suelen ser imprecisos, y en ocasiones, pueden surgir cargas imprevistas. Estos y otros factores obligan al diseñador a anticipar las inexactitudes o incertidumbres, optando por esfuerzos de diseño que sean considerablemente inferiores a las resistencias. No obstante, cabe señalar que a medida que se reduce el esfuerzo máximo que

puede soportar una pieza, será necesario incrementar sus dimensiones o emplear materiales con mayor resistencia, lo que conlleva un aumento en los costos. (Vanegas U, 2018, pág. 75)

Con el propósito de eliminar la desigualdad entre la resistencia y el esfuerzo de diseño, así como de establecer la proporción que debe tener este último en relación con la resistencia, se emplea el concepto de factor de seguridad, que también es conocido como coeficiente de cálculo o factor de incertidumbre. Este factor se define de la siguiente manera:

$$N = \frac{\text{Carga aplicada a la falla}}{\text{Carga máxima aplicada}} \quad (5)$$

Donde N representa el factor de seguridad. Con el fin de prevenir la falla, la carga máxima aplicada debe ser inferior a la carga que origina la falla. Por lo tanto, a partir de la ecuación 5 se infiere que N debe ser superior a 1. (Vanegas U, 2018, pág. 76)

En numerosas ocasiones, el esfuerzo se relaciona de manera proporcional con la carga. Para estos casos, la ecuación 5 puede ser expresada de la siguiente manera;

$$N = \frac{\text{Resistencia}}{S_{tmax}} \quad (6)$$

Donde S_{tmax} representa el esfuerzo máximo normal o máximo cortante S_{cmax} , cuando se considera una pieza sujeta a tracción simple. De acuerdo con la ecuación 5:

$$N = \frac{F_{falla}}{F} \quad (7)$$

Donde F_{falla} representa la fuerza que genera la falla y F denota la fuerza máxima. Dado que $S = F/A$, se establece lo siguiente:

$$F = S \cdot A \quad F_{falla} = S_{falla} \cdot A \quad (8)$$

Por lo tanto, tal como se ha mencionado anteriormente, el esfuerzo de diseño debe ser inferior a la resistencia del material.

$$S_{tmax} \leq S_d \leq Resistencia \quad (9)$$

En este contexto, S_{tmax} y S_{cmax} representan los esfuerzos máximos normales y cortantes, respectivamente, mientras que S_d y S_{sd} hacen referencia a los esfuerzos de diseño normales y cortantes, respectivamente.

Para cumplir con la condición de equidad en la desigualdad, se emplea el factor de seguridad:

$$S_{tmax} \leq S_d \leq \frac{Resistencia}{\eta} \quad (10)$$

Esta es la ecuación de diseño aplicable a elementos sometidos a cargas estáticas simples. El término "resistencia" que se encuentra en la ecuación anterior se refiere a:

- S_y o S_{ut} , si el esfuerzo es de tracción.
- S_{yc} o S_{uc} , si el esfuerzo es de compresión.
- S_{ys} o S_{us} , si el esfuerzo es cortante.

Los criterios fundamentales para establecer un factor de seguridad pueden incluir las incertidumbres presentes, el tipo de material empleado (sea dúctil o frágil), el criterio de falla considerado (ya sea por fluencia o rotura), la relevancia del elemento en cuestión, así como la probabilidad de pérdida de vidas humanas.

Faires sugiere fundamentar la selección de η en los valores presentados en la **Tabla 3**, los cuales dependen esencialmente del tipo de material y del criterio de falla, pero no de las incertidumbres ni de la importancia del elemento. Cabe destacar que en la **Tabla 3** se contempla el caso de diseño de materiales dúctiles, tomando como base la resistencia máxima. No obstante, es importante señalar que numerosos autores omiten este caso, planteando que el diseño de dichos materiales debe basarse en la resistencia de fluencia. (Vanegas U, 2018, pág. 77).

Tabla 3

Tabla de factores de seguridad. Valores mínimos recomendados. Modificada de Faires.

TIPO O CLASE DE CARGA	ACERO, METALES DÚCTILES		FUNDIDO, METALES FRÁGILES	MADERA DE CONSTRUCCIÓN
	Basado en la resistencia máxima*	Basado en la resistencia de fluencia**	Basado en la resistencia máxima*	
Carga muerta o Carga variable bajo análisis por fatiga	3 - 4	1.5 - 2	5 - 6	7
Las siguientes recomendaciones NO se deben adoptar si se hace análisis por fatiga				
Repetida en una dirección, gradual (choque suave)	6	3	7 - 8	10
Repetida invertida, gradual (choque medio)	8	4	10 - 12	15
Choque fuerte	10 - 15	5 - 7	15 - 20	20

*Resistencia máxima se refiere a S_u , S_{uc} o S_{us} (dependiendo de si el esfuerzo es de tracción, de compresión o cortante).

**Resistencia de fluencia se refiere a S_y , S_{yc} o S_{ys} (dependiendo de si el esfuerzo es de tracción, de compresión o cortante).

Nota. Factores de seguridad. Adaptado de Diseño de elementos de máquinas (p.78), por Libardo Vanegas, 2018, UTP.

Los valores que se presentan en la primera fila (en negrita) corresponden a los valores "mínimos" recomendados. En la práctica, es posible adoptar valores superiores en función de la incertidumbre existente y de la importancia del elemento en cuestión. Asimismo, se permite la utilización de factores de seguridad inferiores en situaciones específicas, como cuando el diseño es sumamente riguroso o cuando la eventual falla del elemento no conlleva consecuencias perjudiciales. (Vanegas U, 2018, pág. 78)

La tabla presenta los valores recomendados de η en las tres últimas filas para diseños preliminares en situaciones con cargas variables. Los factores de seguridad son mayores, dependiendo de la naturaleza de la carga, que puede ser repetida en una o dos direcciones o caracterizada por impactos.

2.9.3 *Tipo de material*

Un material dúctil, al ser sometido a una carga de impacto, tiende a amortiguar dicha carga mediante su deformación plástica. En contraste, un material frágil, que no presenta deformaciones significativas, se opondrá en mayor medida al impacto, lo que resultará en la generación de cargas más elevadas debido a las mayores desaceleraciones experimentadas, así como en esfuerzos superiores. (Vanegas U, 2018, pág. 80)

2.9.4 *Criterio de falla*

En términos generales, cuando el criterio de diseño se basa en la falla por rotura, se establece que los factores de seguridad deben ser superiores a aquellos aplicados en el diseño

orientado a la fluencia. Las dos razones fundamentales que sustentan esta afirmación son las siguientes:

(a) La rotura de un elemento estructural es, por lo general, más crítica que la deformación permanente. Una viga en un edificio que experimenta fluencia puede seguir soportando carga durante el proceso de sustitución o reparación, mientras que una viga que sufre una rotura no tiene la capacidad de soportar carga y puede ocasionar pérdidas tanto materiales como humanas. Por tanto, el diseñador debe esforzarse por minimizar la posibilidad de falla por rotura.

(b) La resistencia a la rotura excede a la resistencia a la fluencia. El resultado de un diseño fundamentado en la resistencia a la rotura debería ser análogo al de un diseño basado en la fluencia, ya que carece de lógica contar con dos resultados significativamente diferentes que sean considerados simultáneamente "óptimos". Aunque el diseño que se fundamenta en el criterio de rotura es válido, es esencial que, aun así, se garantice la inexistencia de fallas por fluencia. De manera similar, al realizar un diseño con base en la fluencia, es necesario tener en cuenta que, más allá de la resistencia de fluencia, se encuentra la resistencia a la rotura. En la práctica, se podrían emplear ambos criterios de falla, tomando la decisión final a partir de un análisis comparativo de los resultados, considerando aspectos de seguridad, funcionalidad y costos.

2.10 Diseño por Resistencia Mecánica

En un elemento de sección transversal con un área A sometido a una fuerza axial F , el esfuerzo se distribuye uniformemente a lo largo del mismo y se expresa mediante la relación $S = \pm F/A$.

Por lo tanto, todos los puntos del elemento son considerados críticos dado que presentan un estado de esfuerzo homogéneo. Sin embargo, cuando el elemento soporta fuerzas variables en distintas secciones o su sección transversal no mantiene una constancia, el esfuerzo alcanza su máximo en la sección donde la relación F/A es mayor; esto tiende a ocurrir en aquellas secciones que presentan fuerzas elevadas o áreas reducidas.

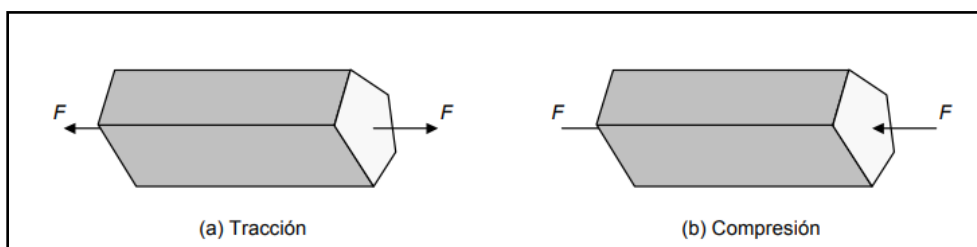
En términos generales, es necesario identificar al menos un punto crítico bajo condiciones de tracción y otro bajo condiciones de compresión. Es importante señalar que, en situaciones en las que la sección transversal de un elemento no es uniforme, se manifiesta un fenómeno de concentración o aumento de esfuerzos que, en ciertos casos, debe ser considerado al determinar los puntos críticos, dado que en determinadas zonas los esfuerzos pueden superar aquellos calculados mediante las ecuaciones establecidas.

2.10.1 *Carga axial*

Cuando un elemento recto de sección constante, tal como se muestra en la **Figura 9**, es sometido a un par de fuerzas axiales, F , aplicadas en el centroide de la sección transversal, se generan esfuerzos normales a lo largo de todo el elemento. Bajo ciertas condiciones adicionales que se detallarán más adelante, se afirma que este elemento está sometido a carga axial, soportando un esfuerzo uniforme dado por (Vanegas U, 2018, pág. 30):

$$S = \frac{F}{A} \quad (11)$$

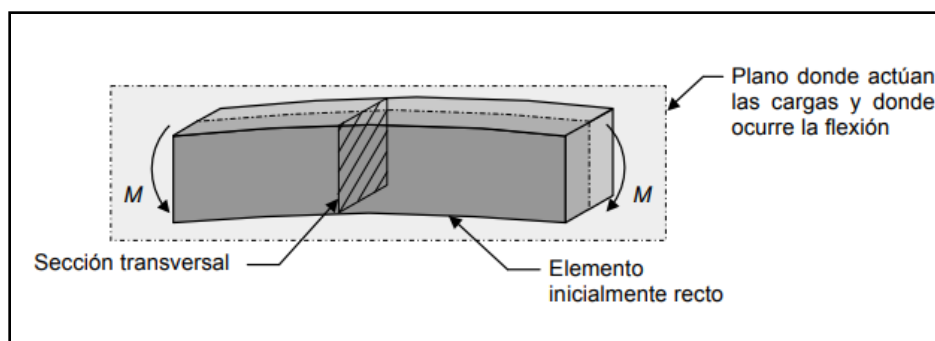
Donde A representa el área de la sección transversal. El signo es positivo si el esfuerzo es de tracción, es decir, cuando la carga aplicada es de tracción (véase la **Figura 9**). En cambio, se asigna el signo negativo a los esfuerzos de compresión, los cuales se generan al aplicar una carga de compresión, como se ilustra en la **Figura 9**.

Figura 9*Elementos sometidos a carga axial*

Nota. Representación de carga axial. Adaptado de Diseño de elementos de máquinas (p.31), por Libardo Vanegas, 2018, UTP.

2.11 Flexión

Se produce flexión cuando un elemento de sección constante y simétrica en relación con el plano donde se desarrolla dicha flexión es sometido a momentos flectores, M , o a cargas transversales. La **Figura 10** ilustra un elemento, denominado viga, con sección rectangular expuesto a flexión. En el caso en que la viga se encuentra sujeta únicamente a momentos flectores, sin la influencia de cargas transversales, como se representa en la **Figura 10**, se da lugar a un fenómeno conocido como flexión pura.

Figura 10*Elemento de sección rectangular sometido a flexión*

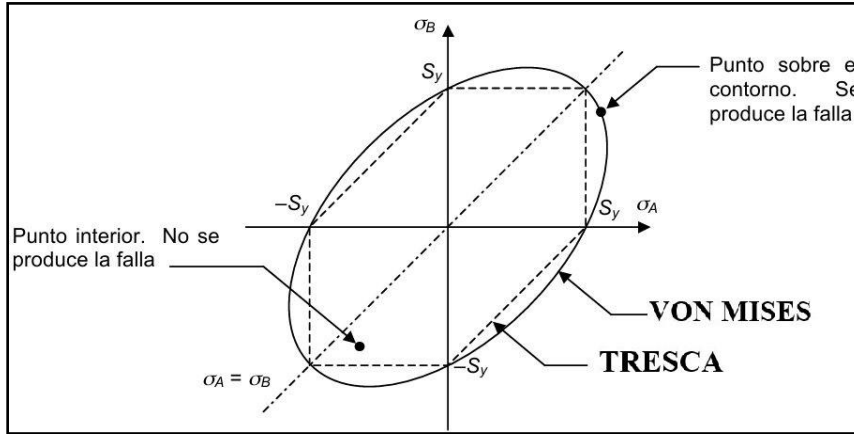
Nota. Representación de barra a flexión. Adaptado de Diseño de elementos de máquinas (p.36), por Libardo Vanegas, 2018, UTP.

2.12 Teoría de falla de Von Mises

La teoría de fallas consiste en traducir a formulaciones matemáticas un concepto que resulta familiar para todos (la falla) junto con la experiencia empírica acumulada a lo largo de años de experimentación y observación.

Para el análisis de materiales, se asume que son homogéneos e isotrópicos, es decir, sin defectos visibles como inclusiones o microgrietas. Sin embargo, todos los materiales tienen defectos microscópicos que los alejan de esta idealización. Las teorías de falla son adecuadas para ensayos con materiales reales, bajo la condición de que sean homogéneos e isotrópicos a gran escala. Las teorías de esfuerzo cortante máximo, esfuerzo cortante octaédrico y energía de distorsión son adecuadas para materiales dúctiles uniformes y han sido comprobadas con aceros y aleaciones de aluminio. (Torrano & Perez, 2011, pág. 6)

Con respecto a materiales dúctiles, Von Mises propone que las piezas experimentan fallos cuando se alcanza un nivel máximo de energía de distorsión.

Figura 11*Diagrama de Von Mises*

Nota. Representación diagrama de Von mises. Adaptado de Diseño de elementos de máquinas (p.164), por Libardo Vanegas, 2018, UTP.

$$s_y < \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}} \quad (12)$$

Cómo trabajamos en estado plano de tensiones (asumiendo que el esfuerzo principal que vale 0 es el σ_3):

$$s_y < \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \sigma_1^2 + \sigma_2^2}{2}} \quad (13)$$

Ecuaciones de diseño correspondientes a la teoría de la energía de la distorsión. Esta teoría es la más recomendada para el análisis de materiales dúctiles. Las ecuaciones de diseño incorporan el factor de seguridad η .

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2} = \frac{s_y}{\eta} \quad (14)$$

Este esfuerzo equivalente es comúnmente conocido como esfuerzo equivalente de Von Mises o esfuerzo de Von Mises.

En el contexto de un estado de esfuerzo plano, también puede ser utilizado.:

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{\sigma_a^2 + \sigma_b^2 - \sigma_a \sigma_b} = \frac{S_y}{\eta} \quad (15)$$

Para un estado de esfuerzo biaxial en el cual uno de los esfuerzos normales es igual a cero, también se puede emplear. (Torrano & Perez, 2011);

$$\left(\frac{s}{s_y}\right)^2 + \left(\frac{s_s}{s_{ys}}\right)^2 = \left(\frac{1}{N}\right)^2 \text{ donde } s_{ys} = 0.577 \cdot S_y \quad (16)$$

(según la teoría de von Mises – Hencky)

2.12.1 *Consideración sobre teoría de falla estática*

A partir de un análisis detallado, se puede deducir que, para cualquier teoría de falla, es suficiente determinar el esfuerzo equivalente y establecer su igualdad con el esfuerzo de diseño, considerando la relación entre la resistencia del material y el factor de seguridad. En consecuencia, la ecuación de diseño para esfuerzos combinados estáticos puede ser simplificada a:

$$\sigma_e = \frac{S_y}{\eta} \quad (17)$$

Donde σ_e se determina mediante la ecuación proporcionada para cada una de las teorías. Adicionalmente, es posible emplear la ecuación 5 para el diseño de materiales dúctiles cuyos puntos críticos presenten estados de esfuerzo biaxial, caracterizados por un esfuerzo cortante y un único esfuerzo normal.

El criterio de Von Mises establece que un material experimentará deformación plástica cuando la energía de deformación por unidad de volumen supere el valor crítico determinado en un ensayo de tracción o compresión. En consecuencia, el esfuerzo equivalente aplicado, denotado como σ' , debe ser inferior al límite de fluencia. (Vanegas U, 2018, pág. 172)

En el año 1913, Von Mises propuso un criterio de plastificación, el cual establece que esta se alcanza cuando las componentes de la tensión en un punto determinado del sólido cumplen con la siguiente relación:

$$\frac{1}{6} \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2] = k^2 \quad (18)$$

Siendo k^2 una constante que se determina a través del ensayo de tracción del material, podemos establecer que, si el límite elástico obtenido en dicho ensayo es σ_e , se verifica la relación $\sigma_1 = \sigma_e$ y $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$, k^2 es:

$$k^2 = \frac{\sigma_e^2}{3} \quad (19)$$

Al sustituir k^2 en las expresiones de Von Mises en los ejes principales, se obtiene lo siguiente:

$$\sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} = \sigma_e \quad (20)$$

y en ejes que no son principales:

$$\sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)]} = \sigma_e \quad (21)$$

Es decir, las raíces de las expresiones previamente mencionadas constituyen la tensión equivalente según Von Mises.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} \quad (22)$$

En el caso de tensiones planas, el criterio de Von Mises se simplifica. En el sistema de ejes principales, la tensión equivalente de Von Mises se expresa de la siguiente manera:

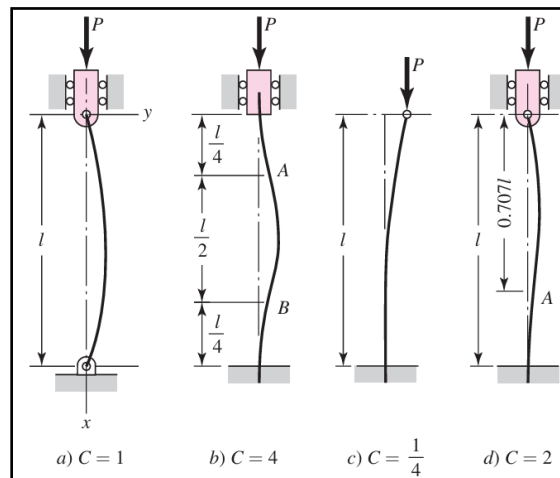
$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2} \quad (23)$$

2.12.2 Diseño de elementos a compresión

2.12.2.1 **Longitud efectiva.** - La carga crítica de pandeo elástico por flexión está determinada por la ecuación de Euler, tal como se muestra en la Figura 12 las condiciones de frontera.

Figura 12

Valores de C, con diversas condiciones en sus extremos.



Nota. Condiciones de extremos de columna. Adaptado de Diseño en ingeniería mecánica (p.174), por Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, 2008, McGraw Hill.

2.13 Cargas variables - Teoría de Fatiga

El término "fatiga" se refiere a la falla de un material que ha sido sometido a cargas variables, tras un determinado número de repeticiones (ciclos) de carga. Es posible afirmar que este tipo de falla fue observado por primera vez en el siglo XIX, cuando los ejes de los carros de ferrocarril comenzaron a presentar fallas después de un corto período de servicio. A pesar de haber sido fabricados con acero dúctil, se evidenció una falla súbita de naturaleza frágil. (Vanegas U, 2018, pág. 194)

La sección del material se reduce a medida que una grieta se forma y crece gradualmente, llevando a una ruptura final. Esto ocurre cuando el tamaño de la grieta y el esfuerzo aplicado causan una fractura frágil. La falla por fatiga tiene tres etapas: iniciación de grietas, donde un esfuerzo variable forma la grieta; propagación de grietas, con el crecimiento de la grieta; y fractura súbita, que ocurre por el crecimiento incontrolado de la grieta.

2.14 Regímenes de fatiga

Cuando se consideran elementos sometidos a esfuerzos cíclicos, se hace referencia a los regímenes de fatiga: la fatiga de bajo ciclaje (LCF) y la fatiga de alto ciclaje (HCF), los cuales están relacionados con el número de repeticiones de los esfuerzos en un elemento. Un régimen de bajo ciclaje se define como aquel en el que un elemento es sometido a un número de ciclos de esfuerzo inferior a aproximadamente 10^2 a 10^4 , dependiendo del material específico.

Si bien es razonable concluir que no existe una línea divisoria precisa entre los dos regímenes, es habitual considerar 10^3 ciclos como un umbral de separación; es decir, si una pieza soporta menos de 10^3 ciclos, se clasifica en el régimen de bajo ciclaje, mientras que, si soporta

más de 10^3 ciclos, se categoriza en el régimen de alto ciclaje. Esta clasificación resulta útil desde la perspectiva de la aplicación de modelos de fallo por fatiga.

2.14.1 *Límite de fatiga y Resistencia a la fatiga*

Al llevar a cabo el diseño de elementos expuestos a cargas estáticas, las propiedades de interés son el esfuerzo último en tracción, compresión o torsión, así como la resistencia a la fluencia en tracción, compresión o torsión. Estas propiedades se determinan a través de ensayos realizados bajo condiciones de carga estática.

En el caso de cargas variables, es necesario considerar, además, una propiedad que evalúe la resistencia a estas cargas fluctuantes. Dicha propiedad podría ser el límite de fatiga.

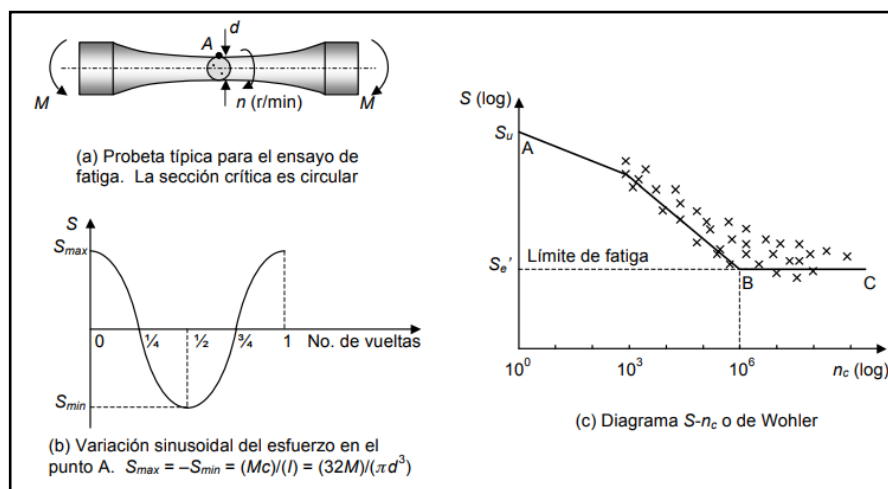
2.14.1.1 **Límite de fatiga (S_e)**

El límite de fatiga se define como el máximo esfuerzo que puede ser aplicado de manera reiterada, de forma indefinida, sobre una probeta normalizada y pulimentada que se encuentra sometida a un régimen de flexión rotativa, sin que se produzca falla o fractura en su estructura. Para ilustrar este concepto, se debe considerar la **Figura 13**.

En la **Figura 13.a** se presenta la forma típica de una probeta utilizada para ensayos de fatiga, la cual tiene una sección circular con un diámetro “d” en su parte más delgada. Esta probeta es sometida a un momento flector constante M y se hace girar a una velocidad de n revoluciones por minuto. (Vanegas U, 2018, pág. 200)

En el instante que se muestra en la **Figura 13**, el punto más crítico (denominado punto A) soporta un esfuerzo normal que se expresa como sigue;

$$S = \frac{M_c}{I} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} \quad (24)$$

Figura 13*Presentación de ensayo a la fatiga.*

Nota. Ensayo de fatiga por flexión giratoria y curva de Wohler. Adaptado de Diseño de elementos de máquinas (p.200), por Libardo Vanegas, 2018, UTP.

Como resultado de la rotación de la probeta, el punto A (así como cualquier punto en el borde de la sección más delgada) experimenta un esfuerzo que cambia de manera sinusoidal, tal como se muestra. A esta variación del esfuerzo se le conoce como esfuerzo repetido invertido.

Según la definición del límite de fatiga, al someter una probeta normalizada y pulimentada a flexión giratoria, se determina que el máximo esfuerzo, denominado S, al que se puede someter dicha probeta sin que experimente fallos, incluso tras un elevado número de ciclos de carga, es conocido como el límite de fatiga, o S_e . Este límite se establece mediante la realización de numerosas pruebas de fatiga, utilizando diferentes valores de S al variar el momento flector aplicado. (Vanegas U, 2018, pág. 200)

2.15 Aceros

La **Figura 14** muestra la relación entre el límite de fatiga y el esfuerzo último de diferentes tipos de acero. La zona sombreada en oscuro representa la tendencia que se observa en la mayoría de los aceros, según los datos experimentales. Se puede apreciar que, cuando el esfuerzo último S_u es inferior a aproximadamente 1380 MPa, un mayor valor de S_u del acero se asocia con un límite de fatiga más elevado. No obstante, cuando los valores de esfuerzo último superan los 1380 MPa, el límite de fatiga parece no depender de S_u . De hecho, en el caso de aceros cuyo S_u está considerablemente por encima de este umbral, la resistencia a la fatiga puede ser incluso inferior a la de un acero con S_u igual a 1380 MPa.

Esto sugiere que, en términos de resistencia a la fatiga, no resulta recomendable utilizar aceros con una resistencia última S_u superior a 1380 MPa. La tendencia observada en los datos se asemeja a las dos líneas rectas presentadas en la Figura 14.

Una de estas líneas muestra una pendiente de 0.5 y al extrapolarla, se origina en el punto cero del diagrama; esto implica que el límite de fatiga equivale a la mitad del esfuerzo último. La otra línea es horizontal y parte desde el punto (1380, 690 MPa), lo que nos lleva a concluir que, para los aceros con S_u superior a 1380 MPa, el límite de fatiga es aproximadamente 690 MPa.

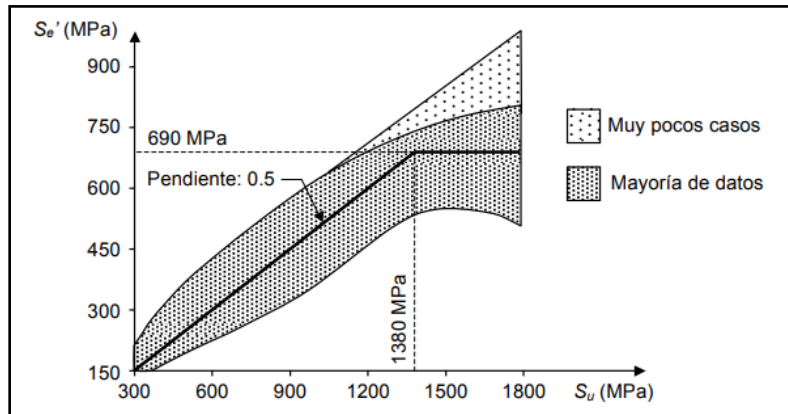
En resumen, podemos afirmar que, para la mayoría de los aceros, ya sean de bajo carbono, aleados o inoxidable, esta tendencia se mantiene:

$$S'_e \approx 0,5 \cdot S_u \quad , \quad \text{si } S_u < 1380 \text{ MPa (200 kpsi)} \quad (25)$$

$$S'_e \approx 690 \text{ MPa} = 100 \text{ ksi} \quad , \quad \text{si } S_u \geq 1380 \text{ MPa (200 kpsi)} \quad (26)$$

Figura 14

Relación entre el límite de fatiga y el esfuerzo último de los aceros



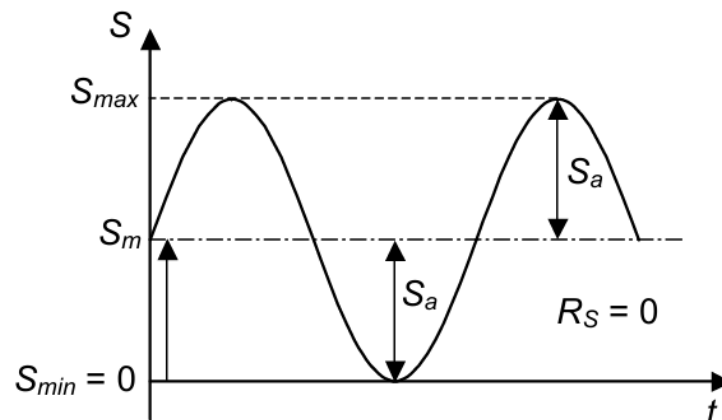
Nota. Relación entre límite a la fatiga y esfuerzo último de los aceros. Adaptado de Diseño de elementos de máquinas (p.202), por Libardo Vanegas, 2018, UTP.

2.16 Variación de los Esfuerzos

En un elemento expuesto a cargas variables, los esfuerzos pueden fluctuar de manera irregular a lo largo del tiempo, t , lo que hace que sea complicado predecir con precisión cómo se produce esta variación.

Figura 15

Variación sinusoidal de esfuerzo con respecto al tiempo.



Nota. Esfuerzo repetido en una dirección $S_{\min}=0$ (ó $S_{\max} = 0$, si el esfuerzo siempre es de compresión ($R_s = \infty$)). Adaptado de Diseño de elementos de máquinas (p.208), por Libardo Vanegas, 2018, UTP.

Los parámetros de un modelo como el de la Figura 15 son:

$S_{\max}$: Esfuerzo fluctuante máximo.

$S_{\min}$: Esfuerzo fluctuante mínimo.

S_m : Esfuerzo medio (o promedio).

S_a : Esfuerzo alternativo (amplitud de la onda).

R_s : Relación de esfuerzos; es la relación entre el esfuerzo mínimo y el esfuerzo máximo.

De la **Figura 15**, pueden obtenerse las dos primeras de las siguientes relaciones:

$$S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} \quad (27)$$

$$S_a = \frac{S_{\max} - S_{\min}}{2} \quad (28)$$

$$R_s = \frac{S_{\min}}{S_{\max}} \quad (29)$$

Para abordar estas variables, es importante recordar que un esfuerzo normal de tracción se considera positivo, mientras que un esfuerzo normal de compresión se clasifica como negativo. Las variables clave en las que debemos enfocarnos al emplear las ecuaciones de diseño son el esfuerzo medio y el esfuerzo alternativo.

A partir de lo mencionado, se puede deducir que el esfuerzo alternativo nunca adopta un valor negativo, ya que simboliza la amplitud de una onda. Por otro lado, en el caso de los esfuerzos normales, el esfuerzo medio puede ser tanto negativo como positivo.

2.17 Teoría de Goodman

La teoría de Goodman se fundamenta en la teoría de Soderberg, con el propósito de optimizar su capacidad para analizar fallas. Al igual que la teoría de Soderberg, se emplea para evaluar la resistencia de las piezas que enfrentan tensiones fluctuantes. En este enfoque, se considera la resistencia última a la tensión, lo que provoca un cambio en la gráfica resultante y, en consecuencia, en el coeficiente de seguridad.

Las ecuaciones empleadas en esta teoría son las siguientes:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (30)$$

En donde:

S_{ut} : Resistencia última a la tensión.

Siempre que se respete la condición de que,

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} < 1 \quad (31)$$

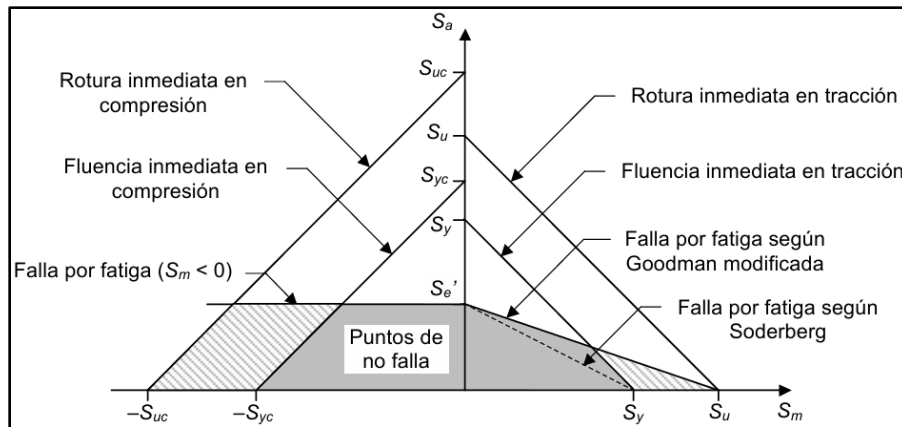
La pieza no debería de sufrir una falla. Para el coeficiente de seguridad:

$$\eta_f = \frac{1}{\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}}} \quad (32)$$

De manera gráfica, la teoría se refleja en una línea recta en el gráfico que representa la tensión media en función de la tensión alternante. Esta línea es análoga a la línea de Soderberg, comúnmente conocida como la línea de Goodman, que delimita la frontera de fallo. Es importante señalar que la línea de fallo se sitúa más a la derecha en comparación con la teoría previa, lo que conlleva una alteración en el coeficiente de seguridad. (Pérez, 2022)

Figura 16

Diagrama de esfuerzo medio y alternante con los tipos de falla por esfuerzo normal.



Nota. Gráfico $S_m - S_a$ con todos los tipos de falla por esfuerzo normal. Adaptado de Diseño de elementos de máquinas (p.236), por Libardo Vanegas, 2018, UTP.

Ecuación presentada para el número de ciclos de vida:

$$N = \left(\frac{S_f}{a} \right)^{1/b} \quad (33)$$

Factor a y b;

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e} \quad (34)$$

$$b = -\frac{1}{3} \cdot \log \left(\frac{f \cdot S_{ut}}{S_e} \right) \quad (35)$$

$$S_f = \frac{S_a}{1 - \frac{S_m}{S_{ut}}} \quad (36)$$

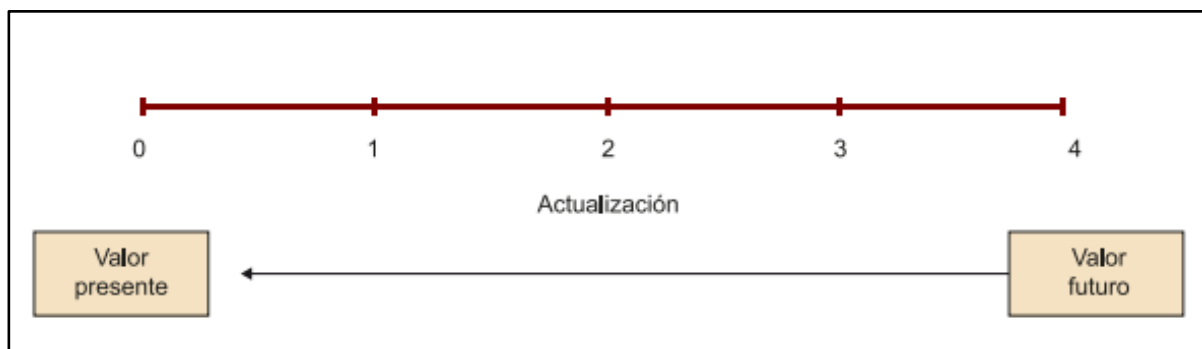
2.18 Valor Actual Neto y Tasa Interna de Retorno

2.18.1 Valor Actual Neto

El valor actual neto (VAN) representa la diferencia entre el valor presente de los ingresos y el valor presente de los gastos vinculados a una inversión a lo largo de un período específico. Es importante tener en cuenta que los distintos criterios para evaluar inversiones se fundamentan en los flujos de caja que se anticipa obtener en el futuro. Cada inversión implica una serie de cobros y pagos; por lo tanto, es razonable emprender un proyecto si, en términos absolutos, los ingresos superan a los gastos. (Chicu, 2022, pág. 7)

Figura 17

Representación gráfica del valor presente y el valor futuro



Nota. Representación de valor presente y futuro. Adaptado de los métodos VAN y TIR en la valoración de los proyectos de inversión (p.7), por Dorina Chicu, 2022, FUOC.

La fórmula es:

$$VAN = -C_o + \frac{CF_1}{(1+r)} + \frac{CF_2}{(1+r)^2} + \dots \frac{CF_n}{(1+r)^n} \quad (37)$$

En donde:

- CF_n : Diferencia entre ingresos y gastos durante el período n.
- C_o : Capital inicial.
- r : Tasa de interés.
- n : Periodo del proyecto.

2.18.2 Tasa Interna de Retorno

La tasa interna de rentabilidad (TIR) es la tasa de descuento que hace que el valor presente de los flujos de efectivo futuros sea igual a cero. En otras palabras, es la tasa que iguala el valor actual neto (VAN) a cero.

Para calcular la TIR, se utiliza el algoritmo del VAN, estableciendo que este sea igual a cero, y asumiendo que r (la tasa de interés) es precisamente la TIR:

$$-C_o + \frac{CF_1}{(1+TIR)} + \frac{CF_2}{(1+TIR)^2} + \dots \frac{CF_n}{(1+TIR)^n} = 0 \quad (38)$$

A partir de ese momento, es necesario resolver la ecuación y despejar la Tasa Interna de Retorno (TIR).

El objetivo final de la TIR es identificar la tasa de descuento que equipara el valor presente de los ingresos con el valor presente de los egresos. Es importante destacar que esta evaluación no considera aspectos como el riesgo o el costo de oportunidad. Para decidir si se acepta o se rechaza un proyecto de inversión, es fundamental comparar la tasa de retorno (TIR)

con la tasa de retorno mínima requerida, que es la misma que utilizamos como tasa de descuento en el cálculo del Valor Actual Neto (VAN).

Si la Tasa Interna de Retorno (TIR) calculada supera la tasa de actualización (r), podemos concluir que el proyecto de inversión es financieramente viable. En cambio, si la TIR es igual o inferior a r , esto indica que el proyecto no es viable desde el punto de vista financiero. (Chicu, 2022, pág. 10)

2.19 Soldadura

La soldadura es un proceso de fabricación que permite unir dos materiales a través de la coalescencia de sus piezas. En las últimas décadas, este campo ha experimentado un notable desarrollo respaldado por investigaciones y avances tecnológicos, lo que ha llevado a la evolución de métodos y equipos que han transformado su práctica artesanal en una tecnología de alta complejidad. La Sociedad Americana de Soldadura (AWS) reconoce más de 50 procesos de soldadura que utilizan diversas fuentes de energía para la unión de metales. En la actualidad, la mayoría de los productos en la industria manufacturera emplean algún tipo de soldadura en sus líneas de producción, dado que las uniones realizadas ofrecen una alta calidad a un costo significativamente menor en comparación con otros métodos de unión. (Industriales, 2020, pág. 10)

2.19.1 Clasificación de la Soldadura.

La soldadura es un proceso que une materiales al fundir parcialmente las piezas con calor y/o presión. Hay métodos que solo utilizan calor y otros que combinan calor con presión. En condiciones ideales, si las superficies están limpias, se podrían unir al superponerlas. Sin

embargo, a nivel microscópico, las superficies tienen crestas y valles que dificultan el contacto atómico, lo que requiere energía térmica.

Esta energía calienta los bordes de los metales, formando una pieza única con nueva estructura cristalina. Si se aplica presión en lugar de calor, se destruye la capa de óxido y las irregularidades se nivelan, mejorando el contacto. Por lo tanto, la soldadura se clasifica en dos tipos ya sea por fusión o por presión.

2.19.1.1 **Soldadura por Fusión.**

Este proceso emplea calor para fundir los materiales que se van a unir, y se utiliza un segundo material, conocido como aporte, que iguala o incluso mejora las propiedades de la unión. Entre los métodos más representativos de este tipo de proceso se encuentran el arco eléctrico protegido y la soldadura oxiacetilénica.

- **Soldadura con arco eléctrico protegido:** Este método de soldadura se basa en el calentamiento de las partes que se desean unir mediante un arco eléctrico, el cual se genera entre el metal de aporte y las piezas a soldar.

- **Soldadura oxiacetilénica:** Este proceso de unión emplea una mezcla de gas combustible y oxígeno para crear una flama que funde los extremos de las piezas, pudiendo realizarse con o sin la adición de metal de aporte.

2.19.1.2 **Soldadura por Presión.**

En este tipo de soldadura, la unión se logra aplicando presión sobre las superficies que se van a unir, las cuales han sido previamente calentadas a una temperatura específica.

2.19.2 Tipos de Material para Soldadura.

2.19.2.1 **Acero al Carbono.** Los aceros al carbono se agrupan en tres categorías según su contenido de carbono: bajo, mediano y alto. En estos aceros, el hierro y el carbono son los componentes fundamentales, siendo especialmente fáciles de soldar aquellos que contienen menos del 0.5 % de carbono.

2.19.2.2 **Acero con Aleación.** Este tipo de acero tiene hierro, carbono y otros elementos químicos como cromo, tungsteno y manganeso. Esta mezcla le da al acero aleado mejores características como soldabilidad, resistencia a la corrosión y resistencia a la fractura.

2.19.3 Soldadura con Arco Eléctrico Protegido

Durante este proceso, el metal fundido, al estar expuesto sin ninguna protección, reacciona libremente con el oxígeno y el nitrógeno del aire, lo que, al enfriarse, resulta en un material metálico frágil. El calor generado por el arco es intenso, lo que favorece la operación de soldadura, alcanzando temperaturas aproximadas de 3500 °C. En el circuito eléctrico que se forma entre el electrodo y el arco, la intensidad de corriente está determinada por la tensión y la resistencia del circuito.

2.19.3.1 Proceso de Soldadura por Arco Eléctrico.

La Sociedad Americana de Soldadura (AWS, por sus siglas en inglés) se refiere a la soldadura de arco metálico protegido con electrodo revestido como SMAW (Shielded Metal Arc Welding). Esta técnica consiste en unir dos piezas metálicas utilizando un material de aporte llamado electrodo revestido. La transferencia del electrodo hacia el metal base se realiza a través de una zona eléctrica creada por la intensidad de corriente o amperaje. (Industriales, 2020, pág. 16)

III. MATERIALES Y MÉTODOS

3.1 Materiales

3.1.1 Bienes materiales

Para el desarrollo de este trabajo se utilizaron recursos físicos y digitales que permitieron la recopilación, análisis y validación del diseño del pistón hidráulico. Entre los bienes materiales que destacan se mencionan a continuación.

3.1.1.1 Bibliografía especializada.

Se emplearon libros como *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (Budynas & Nisbett, 2008) para aplicar criterios de diseño y análisis estructural bajo carga, y *Resistencia de Materiales Aplicada* de Mott (1996), clave en el cálculo de esfuerzos normales, cortantes y combinados.

3.1.1.2 Catálogos técnicos.

Se consultó el catálogo de **Machen Perú (2017)**, que proporciona especificaciones técnicas de cilindros hidráulicos, incluyendo dimensiones estándar, materiales, tipos de sellos y presiones nominales.

3.1.1.3 Normativas técnicas.

Se tomaron como referencia la norma **ASTM A36** para propiedades del acero estructural y recomendaciones de la norma ISO 6020-2 sobre cilindros hidráulicos de acción doble.

3.1.1.4 Tesis de referencia.

Se revisaron trabajos como el de **Peña (2016)**, orientado al diseño de sistemas de bombeo industriales, y **Turpo (2020)**, sobre el diseño de un cilindro hidráulico, ambos contribuyeron en el dimensionamiento y materiales.

Tabla 4*Bienes materiales de oficina*

Bienes (materiales de escritorio)	Materiales procesamiento de datos
Engrapador	Memoria USB 100Gb
Perforador	Laptop Asus Core i5
Lapicero/corrector	Impresora tinta colores 10 cartuchos
Papel bond A4 80 gr	Otros: fotocopias, escaneos
Folder y sobre manila	Anillado de folder e internet

Nota. Elaboración propia.**Tabla 5***Herramientas de campo*

Herramientas necesarias	Cantidad
Micrómetro de exteriores Mitutoyo de 100 mm a 125 mm	1
Micrómetro de exteriores Mitutoyo de 125 mm a 150 mm	1
Micrómetro de exteriores Mitutoyo de 150 mm a 175 mm	1
Micrómetro de exteriores Mitutoyo de 175 mm a 200 mm	1
Calibrador Vernier 6"-150 mm Mitutoyo	1
Wincha métrica de 5 m	1
Guantes (par)	2
Casco de seguridad	1

Nota. Elaboración propia.**3.1.2 Bienes Humanos**

Asesoría de ingenieros de la Universidad Nacional del Santa especializados y con experiencia en el tema.

Recursos Técnicos:

- Computador con un procesador de 3.7GHz y memoria RAM de 32GB.
- Software CAD 3D INVENTOR, programa especializado en para diseño y simulación de movimientos de elementos mecánicos.
- Libros, manuales, catálogos, tesis de diseño de cilindros hidráulicos.
- La norma ISO/TS 13725 para cilindros hidráulicos. Las normas de seguridad ANSI/ASME B 31.3 para pruebas hidráulicas, Códigos AWS D 1.1 y AISC, Norma DIN 2413 Parte 1 diseño de tuberías a presión de acero.

3.2 Metodología

3.2.1 Método de investigación

El enfoque metodológico aplicado es de tipo **cuantitativo y explicativo**, dado que se parte del análisis de un caso técnico real (falla estructural en un pistón hidráulico) y se proponen soluciones mediante simulación, cálculo analítico y rediseño.

Se aplicó además un análisis comparativo entre el diseño actual del pistón y propuestas técnicas recogidas en fuentes como **García (2009)**, quien analizó la fatiga en componentes sometidos a esfuerzos cíclicos usando elementos finitos. La validez de los métodos se contrastó con criterios técnicos estandarizados y bibliografía relevante.

3.2.2 Técnica de recolección de datos

La información técnica se obtuvo mediante las siguientes técnicas:

- **Revisión documental:**

Se analizaron reportes de falla e informes de mantenimiento de **FAR Industrias S.A.C.**, donde se documentaron casos de deformación del vástago, fugas de aceite y desgaste en los sellos.

- **Consulta bibliográfica:**

Se recopilaron datos de tesis disponibles en repositorios como **RENATI**, **Alicia CONCYTEC** y **repositorios universitarios**, utilizando criterios de selección por palabras clave: “cilindros hidráulicos”, “fallas estructurales” y “simulación FEM”.

- **Análisis de catálogos:**

Se usaron fichas técnicas y manuales de fabricantes como Machen Perú, para definir geometrías estándar, tipos de sellos y compatibilidad de materiales.

- **Artículos científicos:**

Aunque limitados, algunos artículos revisados de plataformas como **Scielo** y **Google Scholar** ayudaron a fundamentar el análisis de fallas y simulación.

3.2.3 *Análisis de procesamiento de información*

- Recopilar información técnica, de tesis y artículos científicos.
- Representar de manera virtual (3D) los elementos mecánicos de toda la estructura del pistón hidráulico.
- Realizar mediante un software (Inventor o SolidWorks) la simulación de los componentes mecánicos de la máquina perforadora más relevantes.
- Elaborar planos de detalle y despiece de los componentes del pistón hidráulico.
- Elaborar la memoria de cálculo de los esfuerzos a los que el cilindro está sometido, con el propósito de compararlos con los resultados de la simulación y por consiguiente obtener las dimensiones finales del sistema.
- Verificar la selección de sellos hidráulicos y accesorios del cilindro hidráulico
- Realizar el análisis de costos de los recursos necesarios para el desarrollo de este trabajo.

- Análisis y verificación del proceso de fabricación del cilindro hidráulico y control de calidad.

3.2.4 **Población**

Como población se va considerar los diferentes pistones hidráulicos que se fabrican en la empresa Far Industrias SAC para los diferentes tipos de perforadora de rocas para minería subterránea.

A continuación, se describe los pistones que se fabricaron en los periodos 2021 y 2022 en la empresa Far Industrias SAC, cabe recalcar que esta empresa es una subcontrata de otra empresa fabricante de máquinas perforadoras de rocas para la industria minera en el Perú.

Tabla 6

Cilindros hidráulicos más fabricados por la empresa Far Industrias SAC.

Actuadores hidráulicos	Tipo de Perforadora
Arm cylinder	SBM 800 GIH 097
Clamp cylinder	SBM 800 GIH 097
Erection cylinder	SBM 700 GIX 098
Erection cylinder	SBM 800 GIH 097
Front cylinder	SBM 400 SR - 096
Left front lifting cylinder	SBM 400 SR - 096
Pivot arm cylinder	SBM 800 GIH 097
Right front lifting cylinder	SBM 400 SR - 096
Side stinger cylinder	SBM 21 BX-094
Sled frame cylinder	SBM 800 GIH 097
Erection cylinder	SBM 400 SR - 099
Rear lifting cylinder	SBM 400 SR - 099
Support column lower cylinder	SBM 400 SR - 099

Nota. Elaboración propia.

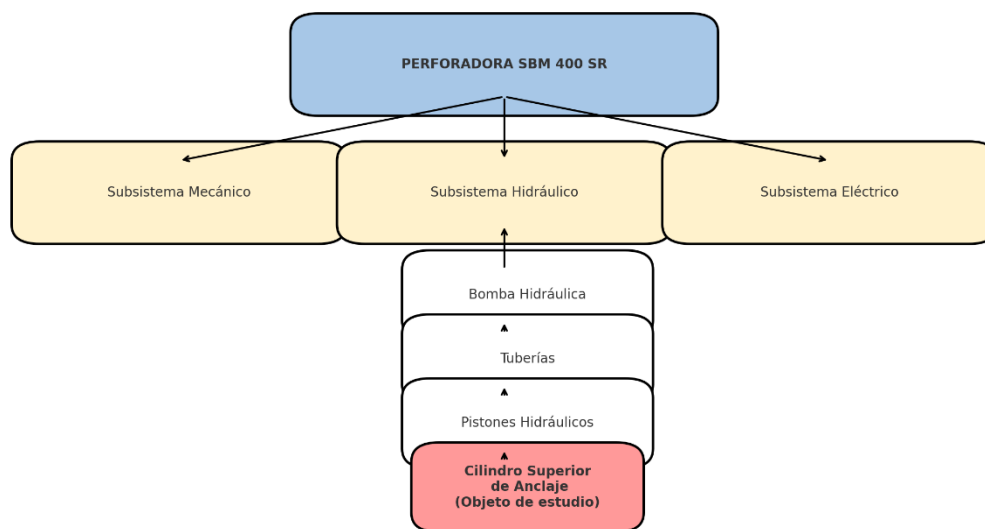
3.2.5 **Muestra**

-Pistón hidráulico Support column upper cylinder (Cilindro superior de anclaje) para la perforadora SBM 400 SR-099.

En base al diseño de este componente mecánico se va buscar analizar su estructura y poder realizar un rediseño para poder mejorar sus capacidades de operación (Ver Anexos 6 y 7).

Figura 18

Diagrama de delimitación del sistema.



Nota. Elaboración propia.

3.2.6 **Identificación de las variables**

3.2.6.1 **Variable independiente**

Diseño mecánico.

3.2.6.2 Variable dependiente

Pistón hidráulico de perforadora SBM 400 SR.

3.2.7 Operacionalización de variables

Tabla 7

Variable independiente

Variable	Definición conceptual	Dimensión operacional	Indicadores	Unidad de medida
Diseño mecánico	Es un proceso que consiste en dar forma, dimensiones, materiales, tecnología de fabricación y funcionamiento en un componente para poder cumplir determinadas funciones o necesidades.	Fuerza	Presión del sistema	psi
			Área del pistón	pulg2
			Fuerza requerida	Lbf
			Carga	
		Movimiento	Velocidad del piston	m/s
			Carrera del piston	mm
		Dimensiones y materiales	Diámetro del cilindro	
			Diámetro del vástago	mm
			Espesor del cilindro	
			Sellos y juntas	De acuerdo a la capacidad (Adimensional)

Nota. Elaboración propia.

Tabla 8*Variable dependiente*

Variable	Definición conceptual	Dimensión operacional	Indicadores	Unidad de medida
Pistón hidráulico	Un pistón hidráulico es un elemento que convierte la energía hidráulica en energía mecánica, realiza movimientos axiales y transmite fuerza.	Condiciones de operación	Presión de trabajo	Psi

Nota. Elaboración propia.

3.2.8 *Diseño de investigación*

La investigación de esta tesis es de tipo **transversal no experimental** debido a que se realiza un estudio de un problema observacional que ocurrió en un componente mecánico en un determinado tiempo, entonces a partir de ello se brinda una solución a dicho problema mediante sistematización bibliográfica a través de análisis de datos con respecto al tema sin realizar experimentación alguna en campo.

IV. CÁLCULOS

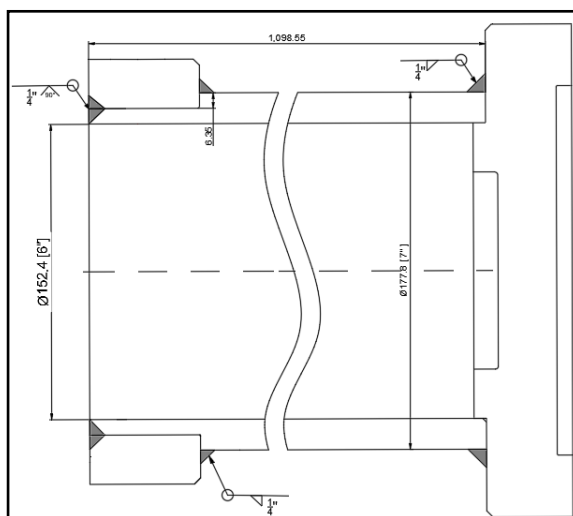
Según las indicaciones de la empresa cliente se va tener como datos de entrada lo siguiente:

- Presión de prueba del pistón: 2800 Psi
- Presión de operación máxima: 4000 Psi
- Carrera del vástago: 38.625" (0.981 m)
- Material del cilindro hidráulico: Acero perforado ST 52.
- Tiempo de extendido del pistón: 42 s
- Caudal: 30 l/min

A continuación, en la Figura 19 se muestra el plano original con sus dimensiones del cilindro hidráulico proporcionado por la empresa Far Industrias SAC y que nos va servir para iniciar los cálculos.

Figura 19

Plano del cilindro hidráulico proporcionado por la empresa Far Industrias SAC.



Nota. Recuperado de la base de datos de la empresa Far Industrias SAC.

4.1 Cálculo de esfuerzo en Cilindro Hidráulico

4.1.1 Esfuerzo tangencial en Cilindro original

Se va realizar el análisis del esfuerzo tangencial máximo del cilindro hidráulico para luego compararlo con el esfuerzo admisible del material Acero ST 52 ($S_y = 345\text{Mpa} = 50\text{kpsi}$) dividido por un factor de seguridad de 2, para ello consideramos la presión de prueba que tenemos como dato para calcular la presión de operación.

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{2} = 25 \text{ Kpsi}$$

$$P_o = \frac{P_p}{1.25} = \frac{2800}{1.25} = 2240 \text{ psi}$$

Considerando los diámetros interno y externo del cilindro original evaluamos con apoyo de la **Figura 19** si el cilindro presenta pared gruesa o delgada:

$$\frac{D_m}{t} = \frac{177.8 + 152.4}{2 \times 12.7} = 13 < 20$$

El cilindro presenta pared gruesa y usando la ecuación para cilindros de pared gruesa donde consideramos los diámetros medios externo e interno:

$$\sigma_t = P_o \times \frac{D_{me}^2 + D_{mi}^2}{D_{me}^2 - D_{mi}^2} = 2240 \times \frac{88.9^2 + 76.2^2}{88.9^2 - 76.2^2} = 14.6 \text{ Kpsi} < 25 \text{ Kpsi}$$

El esfuerzo tangencial máximo calculado en el cilindro hidráulico cumple los requisitos para operar a una presión de 2240 psi.

4.1.2 Esfuerzo tangencial en Cilindro nuevo

Se tiene que evaluar si el cilindro original puede operar a una presión máxima de 4000 psi porque se va a emplear en una perforadora de mayores dimensiones.

Para una presión de operación máxima de 4000 psi tenemos el esfuerzo máximo tangencial en el cilindro hidraulico:

$$\sigma_t = P_0 x \frac{D_{me}^2 + D_{mi}^2}{D_{me}^2 - D_{mi}^2} = 4000 x \frac{88.9^2 + 76.2^2}{88.9^2 - 76.2^2} = 26.1538 \text{ Kpsi} > 25 \text{ Kpsi}$$

Por lo tanto, en este caso no cumple las condiciones si asumimos un factor de seguridad de 2 para el material del cilindro de tal manera que se debe realizar nuevos cálculos de esfuerzo en el cilindro para poder determinar un nuevo espesor que pueda soportar la presión de operación máxima de 4000 psi.

4.1.3 Cálculo de factor de seguridad

Para calcular el factor de seguridad por Von Mises del cilindro original a una nueva presión de 4000 psi nos apoyamos de la **Figura 19** y debemos considerar la tensión tangencial máxima ya calculada además de la tensión radial.

De la **Ecuación 23** para tensión plana el esfuerzo equivalente por Von Mises es:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 - \sigma_t \cdot \sigma_r}$$

Para encontrar el esfuerzo equivalente necesitamos el esfuerzo radial, lo cual es igual a la presión interna en el cilindro en dirección contraria, -4000 psi, por lo tanto:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{26153.8^2 + 4000^2 + 4000 \times 26153.8} = 28.366 \text{ Kpsi}$$

Se debe cumplir para el factor de seguridad:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{VM}} = \frac{50}{28.366} = 1.76$$

Consideramos el factor de seguridad relativamente bajo (La recomendación es de 1.5 - 4), por lo tanto, como al inicio de los cálculos se va estimar un factor de seguridad de 2.

4.1.4 *Cálculo del Espesor del Cilindro nuevo*

Consideramos el diámetro interior del cilindro original como diámetro medio, la presión máxima de operación de 4000 psi y suponemos que se trata de un cilindro de pared delgada según el libro de Mott:

$$t = \frac{P_0 x D_m}{2 x \sigma_{adm}} = \frac{4000 x 152.4}{2 x 25000} = 12.19 \text{ mm}$$

Entonces con el espesor obtenido realizamos una primera prueba:

$$D_e = D_i + 2t = 152.4 + 2x12.19 = 176.78 \text{ mm}$$

Cálculo del esfuerzo tangencial máximo considerando un espesor de pared gruesa:

$$\sigma_t = P_0 x \frac{D_{me}^2 + D_{mi}^2}{D_{me}^2 - D_{mi}^2} = 4000 x \frac{88.39^2 + 76.2^2}{88.39^2 - 76.2^2} = 27,152.23 \text{ psi}$$

Cálculo de esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{27152^2 + 4000^2 + 4000x27152} = 29.36 \text{ Kpsi} > 25 \text{ Kpsi}$$

Por lo tanto, como el esfuerzo equivalente debe ser menor al esfuerzo admisible del material y no cumple se debe elegir un espesor superior, en este caso consideramos un espesor de 15.87 mm (5/8”).

Entonces con el espesor de 15.87 mm realizamos una segunda prueba:

$$D_e = D_i + 2t = 152.4 + 2x15.87 = 184.14 \text{ mm}$$

Cálculo del esfuerzo tangencial máximo considerando un espesor de pared gruesa:

$$\sigma_t = P_0 x \frac{D_{me}^2 + D_{mi}^2}{D_{me}^2 - D_{mi}^2} = 4000 x \frac{92.07^2 + 76.2^2}{92.07^2 - 76.2^2} = 21,394 \text{ psi}$$

Cálculo de esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{21394^2 + 4000^2 + 4000x21394} = 23.65 \text{ Kpsi} < 25 \text{ Kpsi}$$

Por lo tanto, como el esfuerzo equivalente es menor al esfuerzo admisible del material, se puede considerar aceptable el espesor de pared 15.87 mm seleccionado.

4.1.4.1 Cálculo de factor de seguridad

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{VM}} = \frac{50}{23.65} = 2.1$$

4.1.5 Cálculo de Esfuerzo Longitudinal

Cálculo del esfuerzo longitudinal para un cilindro de pared gruesa según el libro de Mott:

$$\sigma_L = P_0 x \frac{D_{mi}^2}{D_{me}^2 - D_{mi}^2} = 4000 x \frac{76.2^2}{92.07^2 - 76.2^2} = 8.697 \text{ Kpsi}$$

4.2 Cálculo de Deformación en Cilindro Hidraulico

Consideramos el cilindro de pared gruesa que está expuesto solo a presión interna y con apoyo de la tesis de **Salazar, E. A. (2006)** evaluamos el desplazamiento radial en la superficie interior δ_i y exterior δ_e según las fórmulas:

$$\delta_i = \frac{P_0 D_{mi}}{E} \left[\frac{D_{me}^2 + D_{mi}^2}{D_{me}^2 - D_{mi}^2} + \mu \right]$$

$$\delta_i = \frac{4000x76.2}{29x10^6} \left[\frac{92.07^2 + 76.2^2}{92.07^2 - 76.2^2} + 0.3 \right] = 0.0594 \text{ mm}$$

$$\delta_e = \frac{2}{E} \left[\frac{P_0 D_{mi}^2 D_{me}}{D_{me}^2 - D_{mi}^2} \right]$$

$$\delta_e = \frac{2}{29 \times 10^6} \left[\frac{4000 \times 76.2^2 \times 92.07}{92.07^2 - 76.2^2} \right] = 0.0552 \text{ mm}$$

4.3 Cálculo de espesor de Brida 1

Para calcular el espesor de tapa plana “t” del cilindro hidraulico según ASME Sección VIII, se utiliza:

$$t = d \sqrt{\frac{C x P_d}{S x \sigma_{adm}}}$$

Donde:

C: Espesor de brida ciega=0.33 (Según UG-34)

d: Diámetro interior del cilindro hidraulico (6 pulg).

Pd: Presión de diseño.

S: Eficiencia = 0.7

σ_{adm} : Esfuerzo admisible del material.

Cálculo de la presión de diseño:

$$P_d = 1.5P_0 = 1.5 \times 4000 = 6000 \text{ Psi}$$

Reemplazando los datos en la ecuación inicial se tiene:

$$t = 6 \times \sqrt{\frac{0.33 \times 6000}{0.7 \times 25019}} = 2 \text{ pulg}$$

Entonces se selecciona una tapa plana de espesor de 2 pulg que va ir soldado a un extremo del cilindro hidráulico como se muestra en la **Figura 19** lado derecho.

4.4 Cálculo de Soldadura

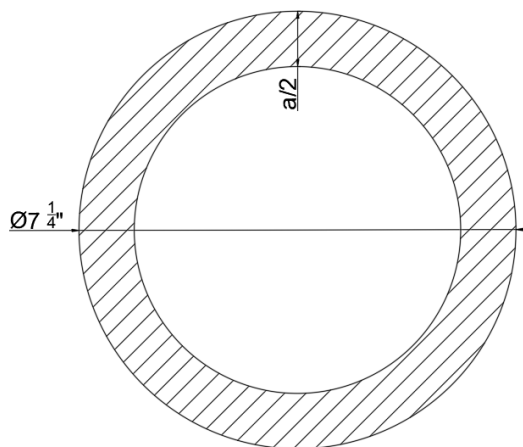
4.4.1 Cálculo de soldadura en Brida 1

En la tapa al lado derecho que se muestra en la **Figura 19** se indica el cateto de soldadura tipo filete de 1/4" que se utilizó para la unión de la tapa y cilindro, en este caso vamos a realizar los cálculos de soldadura tipo filete considerando un cateto de $a=3/8"$.

4.4.1.1 Cálculo de área

Figura 20

Área normal de soldadura en la tapa del cilindro.



Nota. Elaboración propia.

Analizamos el área que se muestra en la **Figura 20** para un cateto de soldadura de $a=0.375$ pulg (3/8"):

$$A_n = \pi x \frac{D_e^2 - (D_e - a)^2}{4} = \pi x \frac{7.25^2 - (7.25 - 0.375)^2}{4} = 4.43 \text{ pulg}^2$$

4.4.1.2 Cálculo de la Fuerza

Para calcular el esfuerzo que actúa en el área de soldadura debemos saber la fuerza normal que genera la presión interna del fluido en el interior del cilindro sobre el área de la tapa:

$$F_n = P_0 \times \pi \times \frac{D_i^2}{4} = 4000 \times \pi \times \frac{6^2}{4} = 36\pi \text{ Klb}$$

4.4.1.3 Cálculo de Esfuerzo

Se procede a calcular el esfuerzo normal que actúa sobre el área de la **Figura 20**:

$$\sigma_n = \frac{F_n}{A_n} = \frac{36\pi}{4.43} = 25.53 \text{ Kpsi}$$

Calculamos el esfuerzo permisible considerando el esfuerzo de fluencia del material:

$$\sigma_{perm} = 0.6 \times S_y = 0.6 \times 50 = 30 \text{ Kpsi} > 25.53 \text{ Kpsi}$$

Por lo tanto, el cateto de soldadura de 3/8" seleccionado es aceptable para la soldadura en la tapa del cilindro.

4.4.1.4 Cálculo de factor de Seguridad

Calculamos el factor de seguridad de la soldadura:

$$\eta_s = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma_n} = \frac{30}{25.53} = 1.18$$

4.4.2 Cálculo de soldadura de Brida 2

En la **Figura 19** lado izquierdo se muestra el cateto de soldadura tipo filete de 1/4" que se utilizó para unir la brida y el cilindro, en este caso realizamos el cálculo para un cateto de soldadura de 3/8".

4.4.2.1 Cálculo de área

$$A_n = \pi x \frac{(D_e + a)^2 - D_e^2}{4} = \pi x \frac{(7.25 + 0.375)^2 - 7.25^2}{4} = 4.38 \text{ pulg}^2$$

4.4.2.2 Cálculo del Esfuerzo

Para calcular el esfuerzo usamos la misma fuerza que se ejerce sobre la tapa y que ya se había calculado anteriormente:

$$\sigma_n = \frac{F_n}{A_n} = \frac{36\pi}{4.38} = 25.82 \text{ Kpsi} < 30 \text{ Kpsi}$$

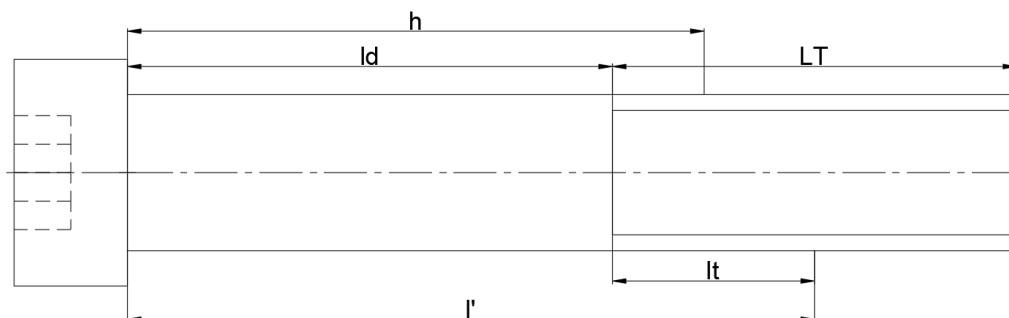
Por lo tanto, el cateto de soldadura de 3/8" seleccionado es aceptable para la soldadura de la brida del cilindro, además de que la brida lleva soldeo de tipo doble "V" biselado a 45° en el otro extremo (Ver **Figura 19** y Anexo de procedimiento de soldadura).

4.5 Cálculo de unión Empernada

Se debe determinar la cantidad de pernos que va sujetar la tapa del cilindro hidráulico a la brida 2 que va soldada en el cilindro hidráulico, para ello vamos a considerar un tipo de perno Socket de 5/8" – 11 UNC x 3".

Figura 21

Dimensiones del perno Socket de 5/8" de diámetro.



Nota. Elaboración propia.

4.5.1 *Cálculo de longitud de placas “h”*

Considerando el plano de montaje del cilindro hidráulico del Anexo 13, calculamos la longitud de placas sin agarre “h”.

$$h = 1.25 + 1 - 0.625 = 1.625 \text{ pulg}$$

4.5.2 *Longitud del sujetador “L”*

La longitud del perno seleccionado debe ser mayor que la longitud de las placas sin agarre más 1.5 veces su mismo diámetro:

$$L > h + 1.5d = 1.625 + 1.5 \times 0.625 = 2.56 \text{ pulg}$$

Como se seleccionó un perno de longitud 3 pulg, entonces si cumple la condición.

4.5.3 *Cálculo de longitud roscada “LT”*

Para una serie en pulgadas y una longitud del sujetador menor a 6 pulg con apoyo de la Figura 21 y el libro de Shigley se tiene que:

$$LT = 2d + 0.25 = 2 \times 0.625 + 0.25 = 1.5 \text{ pulg}$$

4.5.4 *Cálculo de la longitud útil sin rosca “ld”*

Con apoyo de la Figura 21 y el libro de Shigley se tiene que:

$$ld = L - LT = 3 - 1.5 = 1.5 \text{ pulg}$$

4.5.5 *Cálculo de agarre efectivo “l’”*

Considerando el espesor de brida, con apoyo de la Figura 21 y el libro de Shigley se tiene que:

$$l' = h + \frac{d}{2} = 1.625 + \frac{0.625}{2} = 1.9375 \text{ pulg}$$

4.5.6 Cálculo de longitud de parte útil roscada “ l_t ”

$$l_t = l' - l_d = 1.9375 - 1.5 = 0.4375 \text{ pulg}$$

4.5.7 Cálculo del área del perno sin rosca

$$A_d = \pi x \frac{(5/8)^2}{4} = 0.31 \text{ pulg}^2$$

El área de esfuerzo de tensión del perno seleccionado según tabla del libro de Shigley

Pág. 399 es:

$$A_t = 0.226 \text{ pulg}^2$$

4.5.8 Cálculo de rigidez efectiva “ K_d ” y “ K_b ”

Como se trata de un sujetador largo K_b resulta ser igual a K_d y considerando el módulo de elasticidad del Acero igual a 30 Mpsi se tiene:

$$K_d = \frac{A_d x E}{l_d} = \frac{0.31 x 30 x 10^6}{1.5} = 6.2 x 10^6 \frac{lb}{pulg} = K_b$$

4.5.9 Cálculo de rigidez “ K_m ”

$$K_m = \frac{0.5774 \pi E d}{2 \ln 5 \frac{0.5574 l + 0.5 d}{0.5574 l + 2.5 d}}$$

$$K_m = \frac{0.5774 x \pi x 30 x 10^6 x 0.625}{2 \ln 5 \frac{0.5574 x 1.9375 + 0.5 x 0.625}{0.5574 x 1.9375 + 2.5 x 0.625}}$$

$$K_m = 17.32 x 10^6 \frac{lb}{pulg}$$

4.5.10 Cálculo de la constante de rigidez “C”

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} = \frac{6.2}{6.2 + 17.32} = 0.2636$$

4.5.11 Cálculo de Precarga en el perno

$$F_i = 0.75F_p$$

Donde F_p es la carga de prueba y se calcula como sigue:

$$F_p = A_t \times S_p$$

Consideramos S_p como resistencia de prueba igual a 140.69 Kpsi y se obtiene de tabla del libro de Shigley.

$$F_p = 0.226 \times 140.69 \times 10^3 = 31.79 \text{ Klb}$$

Se procede a calcular la precarga en el perno:

$$F_i = 0.75 \times 31.79 = 23.85 \text{ Klb}$$

4.5.12 Cálculo del Número de pernos

Se considera la carga F_n que genera la presión interna del fluido (4000 Psi) sobre la unión empernada, además como “n” es como un factor de seguridad y debe ser mayor a la unidad consideramos $n=3$ y se evalúa la resistencia de prueba en “N°” pernos.

$$N^\circ = \frac{nCF_n}{A_tS_p - F_i} = \frac{3 \times 0.2636 \times 36 \times \pi \times 10^3}{0.226 \times 140.69 \times 10^3 - 23.85 \times 10^3} = 11.25$$

Por lo tanto, se concluye que 12 pernos Socket de 5/8” – 11 UNC x 3” son suficientes para resistir la carga a la cual está sometido la unión empernada.

4.6 Selección del Vástago

Del dato inicial proporcionado por la empresa cliente tenemos que la carrera que va tener el cilindro hidráulico es 38.625". Se tiene que evaluar el pandeo y la compresión de la columna, para ello consideramos un extremo libre y el otro fijo ($C=1/4$) con apoyo de la **Figura 12**.

4.6.1 Cálculo de la relación de esbeltez.

$$\frac{l}{k} = \frac{38.625}{\frac{d}{4}} = \frac{154.5}{d}$$

Donde:

l : Longitud real de la columna.

k : Radio de giro mínimo, para una sección circular es $d/4$.

d : Diámetro de la sección del vástago.

4.6.2 Cálculo de razón de esbeltez de transición

El material para el vástago es Acero SAE 1045 y presenta $S_y = 77 \text{ Kpsi}$.

$$\left[\frac{l}{k}\right]_1 = \sqrt{\frac{2C\pi^2 E}{S_y}} = \sqrt{\frac{2 \times \pi^2 \times 30 \times 10^6}{4 \times 77 \times 10^3}} = 44$$

4.6.3 Cálculo del Diámetro

Analizamos considerando lo siguiente:

-Si $\frac{l}{k} \leq \left[\frac{l}{k}\right]_1$ se trata de una columna corta.

Igualando las relaciones de esbeltez tenemos:

$$\frac{l}{k} = \left[\frac{l}{k} \right]_1$$

$$\frac{154.5}{d} = 44$$

$$d = 3.5 \text{ pulg}$$

Como la relación de esbeltez real es casi igual que la relación de transición por tal motivo no debe usarse la ecuación de Euler sino la ecuación de la parábola de J.B Johnson y el diámetro que se va seleccionar para el vástago es 3.5 pulg, realizando así el análisis de una columna corta.

4.6.4 Cálculo de la carga Crítica

Usando la ecuación para columnas cortas de J.B Johnson, se plantea que la carga crítica de pandeo es como sigue:

$$F_{cr} = AS_y - \frac{A \left[\frac{S_y l}{2\pi k} \right]^2}{CE} = \frac{\pi x 3.5^2 x 77 x 10^3}{4} - \frac{\pi x 3.5^2 x \left[\frac{77 x 10^3 x 38.625}{2 x \pi x 0.875} \right]^2}{30 x 10^6} = 365.4 \text{ Klb}$$

Luego de calcular la carga crítica, se procede a calcular la carga admisible, según recomendación se usa un factor de seguridad de 3 para sistemas hidráulicos.

$$F_{adm} = \frac{F_{cr}}{3} = \frac{365.4}{3} = 121.8 \text{ Klb}$$

4.6.5 Cálculo de la Fuerza en el vástago

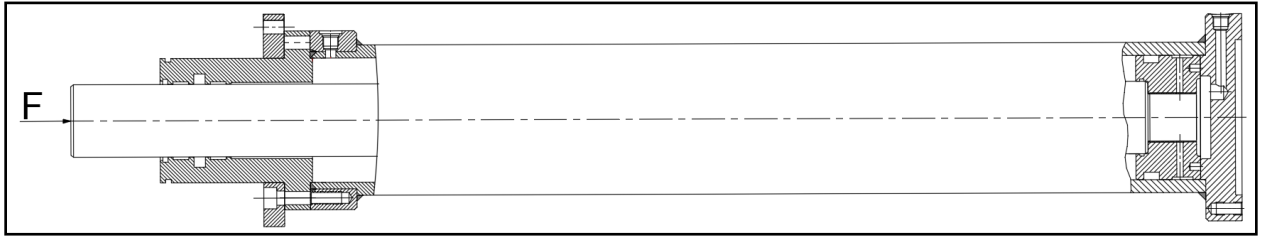
Se calcula la fuerza que se genera en el vástago debido a la presión interna del fluido en cilindro hidráulico.

$$F_v = P_0 \frac{\pi d^2}{4} = 4 x 10^3 x \frac{\pi x 3.5^2}{4} = 38.49 \text{ Klb} < 121.8 \text{ Klb}$$

Debido a que la carga encontrada no supera la carga admisible estimada, entonces la selección del diámetro igual a 3.5" del vástago es aceptable.

Figura 22

Fuerza de compresión sobre el vástago.



Nota. Cilindro hidráulico recuperado de la base de datos de la empresa Far Industrias SAC.

Ahora consideramos el esfuerzo longitudinal máximo de 8.697 Kpsi que se produce en el cilindro hidráulico el cual ya se había calculado en la Sección 4.1.5 para determinar la fuerza que se genera en el vástago y realizar el siguiente análisis.

$$F_v = \sigma_L \frac{\pi d^2}{4} = 8.697 \times 10^3 \times \frac{\pi \times 3.5^2}{4} = 83.67 \text{ Klb} < 121.8 \text{ Klb}$$

Como la carga encontrada no supera la carga admisible, entonces es aceptable la selección del diámetro del vástago.

4.6.6 Cálculo de Deformación en el vástago

Analizamos la deflexión que se produce en el vástago debido a la fuerza concéntrica que actúa en este por la presión interna del fluido en el actuador, previamente evaluamos que el esfuerzo máximo sea menor que el esfuerzo de fluencia del material:

$$\sigma_{tmax} = 12.66 \text{ Kpsi} \leq S_y = 77 \text{ Kpsi (ok)}$$

Luego se calcula la deformación:

$$\delta = \frac{F_v l}{AE} = \frac{38.49 \times 38.625 \text{ pulg}}{\frac{\pi \times 3.5^2}{4} \times 30 \times 10^3} = 0.00515 \text{ pulg} = 0.13 \text{ mm}$$

4.6.7 *Cálculo de factor de seguridad de pandeo*

Calculamos el factor de seguridad de pandeo en columnas cortas.

$$\eta_p = \frac{F_{cr}}{F_v} = \frac{365.4}{38.49} = 9.5$$

4.6.8 *Cálculo de factor de seguridad de diseño*

Para calcular el factor de seguridad consideramos la carga admisible encontrada en la sección 4.6.4 para calcular el esfuerzo máximo en el vástago.

$$\sigma_{cmax} = \frac{F_{adm}}{A} = \frac{121.8 \times 4}{\pi \times 3.5^2} = 12.66 \text{ Kpsi}$$

Cálculo del factor de seguridad:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{cmax}} = \frac{77}{12.66} = 6.08$$

4.7 **Cálculo del Número de ciclos de vida del Vástago.**

Presión máxima de operación del cilindro hidráulico: 4000 Psi

Material: Acero SAE 1045 estirado en frío.

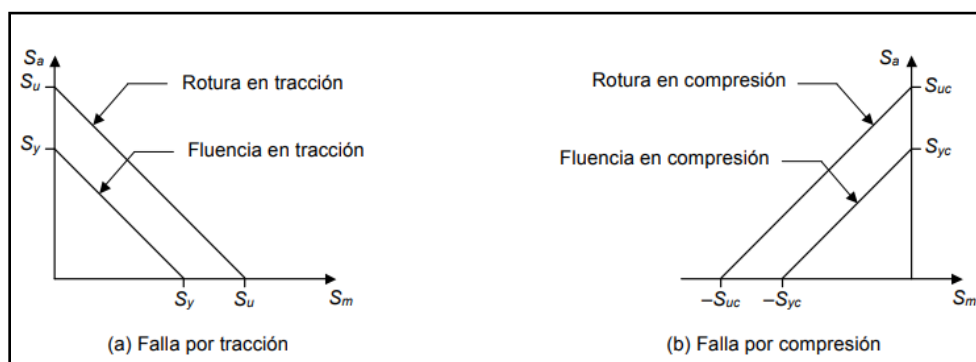
Resistencia a la tensión mínima: 91 Kpsi

Para este caso de análisis consideramos que el vástago está sometido a un esfuerzo fluctuante de compresión que varía de 0 a 8.7 Kpsi (Esfuerzo longitudinal máximo en el

cilindro). No existe tensión en el vástago durante su operación porque actúa como estabilizador de la máquina perforadora y sirve para absorber la vibración que se produce cuando la máquina perfora. Los ciclos estimados no son exactos, los valores obtenidos son aproximación a la duración que podría tener este elemento hasta ocurrir el fallo.

Figura 23

Líneas de falla por esfuerzo de tracción o compresión



Nota. Representación esfuerzo de tracción y compresión. Adaptado de Diseño de elementos de máquinas (p.235), por Libardo Vanegas, 2018, UTP.

4.7.1 Cálculo del esfuerzo alternante

La componente alternante de un esfuerzo repetido en una sola dirección (Donde $S_{max} = 0$ debido a compresión según **Figura 15**) se calcula con la **Ecuación 28**:

$$S_a = \frac{0 - (-8.7)}{2} = 4.35 \text{ Kpsi}$$

4.7.2 Cálculo del Límite de Resistencia a la Fatiga

Para un esfuerzo medio de compresión se va producir fallo cuando el esfuerzo alternante sea igual que el límite de la resistencia a la fatiga, por consiguiente:

$$S_e = S_a = 4.35 \text{ Kpsi}$$

4.7.3 Cálculo del esfuerzo medio

De la Ecuación 27:

$$S_m = \frac{0 + (-8.7)}{2} = -4.35 \text{ kpsi}$$

4.7.4 Cálculo de la resistencia a la fatiga

Reordenando y aplicando la Ecuación 30 de Goodman modificada (Donde consideramos el esfuerzo último a la tensión y no a compresión porque no se realizó ensayos) tenemos que:

$$S_f = \frac{S_a}{1 - \frac{S_m}{S_{ut}}} = \frac{4.35}{1 - \frac{4.35}{91}} = 4.57 \text{ kpsi}$$

4.7.5 Cálculo del número de ciclos de vida finita

Para el análisis de ciclos de vida finita se debe cumplir que la resistencia a la fatiga sea mayor que el límite de resistencia a la fatiga:

$$S_f = 4.57 > S_e = 4.35$$

Entonces de la Ecuación 33 tenemos que:

$$N = \left(\frac{S_f}{a} \right)^{1/b}$$

Para ello necesitamos calcular los factores a y b.

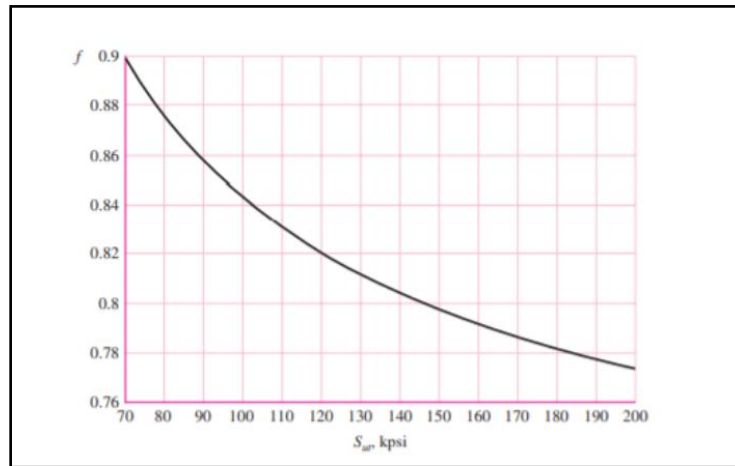
Utilizando la Ecuación 34 tenemos:

$$a = \frac{(0.855 \times 91)^2}{4.35} = 1391.6 \text{ Kpsi}$$

Donde f se considera fracción de resistencia y se determina de la Figura 24 utilizando la resistencia a la tensión mínima de 91 Kpsi.

Figura 24

Grafica de fracción a la resistencia.



Nota. Representación resistencia a la fracción. Adaptado de Diseño en ingeniería mecánica (p.277), por Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, 2008, McGraw Hill.

Determinamos el factor “b” utilizando la **Ecuación 35** donde:

$$b = -\frac{1}{3} \cdot \log \left(\frac{0.855 \times 91}{4.35} \right) = -0,4$$

Luego reemplazando los datos de los factores **a** y **b** tenemos el número de ciclos:

$$N = \left(\frac{4.57}{1391.6} \right)^{-1/0.4}$$

$$N = 1.6 \times 10^6 \text{ ciclos}$$

4.7.6 Cálculo de factor de seguridad de fatiga

De la **Ecuación 32**:

$$\eta_f = \frac{1}{\frac{4.35}{4.35} - \frac{4.35}{91}} = 1.05$$

Es un valor aproximado que se obtuvo debido a que no se tiene el esfuerzo de compresión último para el material del vástago.

4.8 **Análisis Vibracional**

Se realiza el análisis vibracional de la máquina perforadora de rocas SBM 400 SR donde se obtuvo la recolección de vibraciones mediante el equipo ADASH A4900 Vibrio M. para determinar anomalías como desalineamientos, desbalances o fallas en los rodamientos y se determina si es que los valores de vibración se encuentran en el rango establecido por la Norma ISO 10816-6, de esta manera se verifica que la intensidad de estas vibraciones no puedan afectar la vida útil del pistón hidráulico estabilizador de anclaje que es el objeto de estudio de esta tesis.

Como la frecuencia del sistema hidráulico de la perforadora varía de 10 a 60 Hz, entonces solo se debe analizar la severidad de la velocidad vibratoria mediante RMS (valor promedio de sus valores al cuadrado) para ese rango de frecuencia. La perforadora de rocas se clasifica como máquina reciprocante de potencia nominal mayor a 1 Kw (150 Kw).

El análisis de estas vibraciones permite clasificar la severidad de las mismas, determinando si la máquina está funcionando dentro de los parámetros óptimos o si es necesario realizar ajustes. Esta evaluación no solo ayuda a identificar problemas antes de que ocurran fallas catastróficas, sino que también optimiza el tiempo de operación al reducir el riesgo de paradas no programadas y mejora la fiabilidad de la máquina.

Figura 25

Rango de severidad de velocidad vibracional.

Vibration Severity Grade	Overall Vibration measurement measured on the machine Structure			Machine Class*						
	Displacement in μm - micron (rms)	Velocity in mm/ sec (rms)	Acceleration meter/ sec (rms)	1	2	3	4	5	6	7
1.1	≤ 17.8	≤ 1.12	≤ 1.76							
1.8	≤ 28.3	≤ 1.78	≤ 2.79	A	A	A				
2.8	≤ 44.8	≤ 2.82	≤ 4.42	B	B	B	A	A	A	
4.5	≤ 71.0	≤ 4.46	≤ 7.01							
7.1	≤ 113	≤ 7.07	≤ 11.1	C						
11	≤ 178	≤ 11.2	≤ 17.6							
18	≤ 283	≤ 17.8	≤ 27.9							
28	≤ 448	≤ 28.2	≤ 44.2							
45	≤ 710	≤ 44.6	≤ 70.1							
71	≤ 1125	≤ 70.7	≤ 111							
112	≤ 1784	≤ 112	≤ 176							
180	≤ 1784	> 112	> 176							

Normal

Precaución

Alerta

Zone A: Vibration of newly Commissioned Machines;
Zone B: Machines considered acceptable for unrestricted long-term operation
Zone C: Machines considered unsatisfactory for long-term continuous operation
Zone D: Vibration values normally considered to be sufficient severity to cause damage to the machine

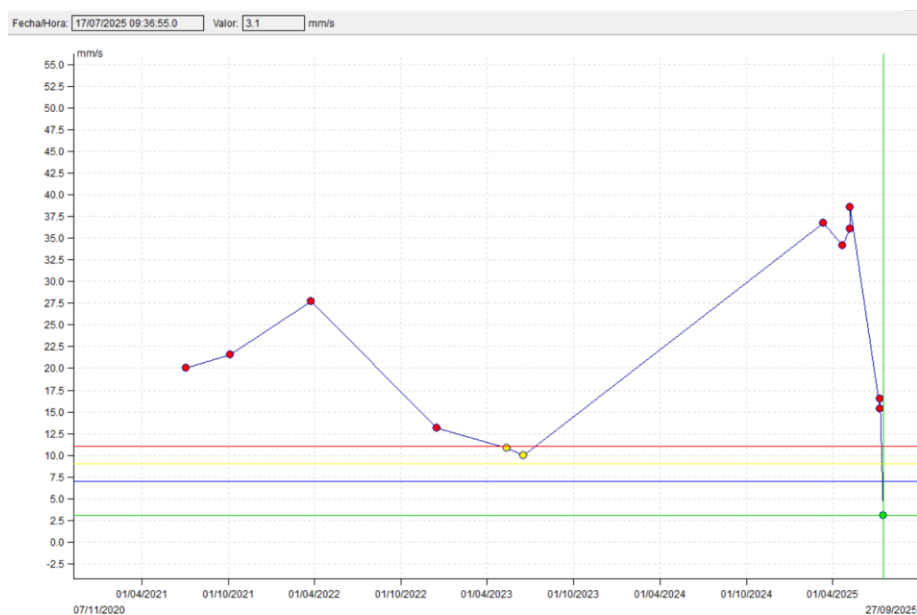
Nota. Fuente Sedisa Servicios. Adaptado de ISO 10816-6: Severidad de vibración en máquinas reciprocantes.

4.8.1 Respuesta de evaluación

En la **Figura 26** se muestra la toma de vibraciones medida en la superficie de la columna de perforación desde el 2021 en diferentes máquinas de perforación del mismo tipo, donde se mantuvo el margen de tendencia elevado de velocidades de vibración de 10 a 37.66 mm/s (**ver Figura 27**), con condiciones de precaución y alerta.

Figura 26

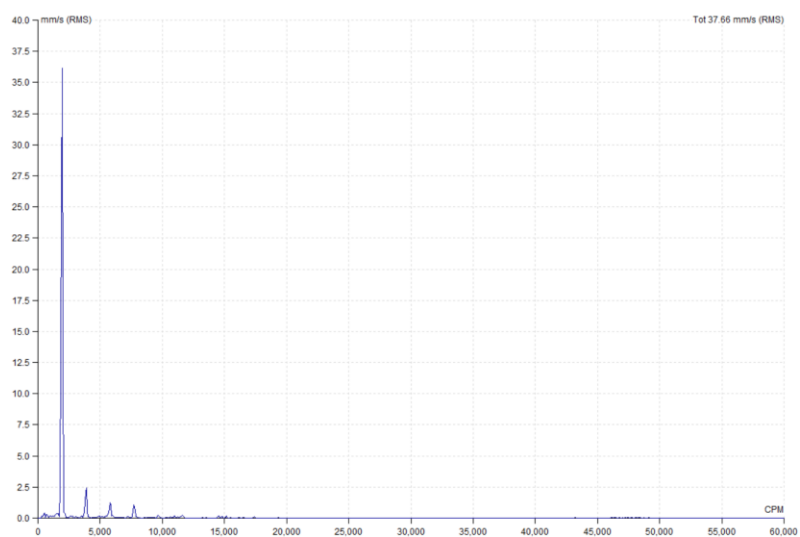
Grafica de velocidad de vibración en la máquina perforadora.



Nota. Tendencias de vibraciones periodo 2021 a 2025. Fuente equipo ADASH A4900.

Figura 27

Grafica de espectro vibracional con picos elevados RMS.



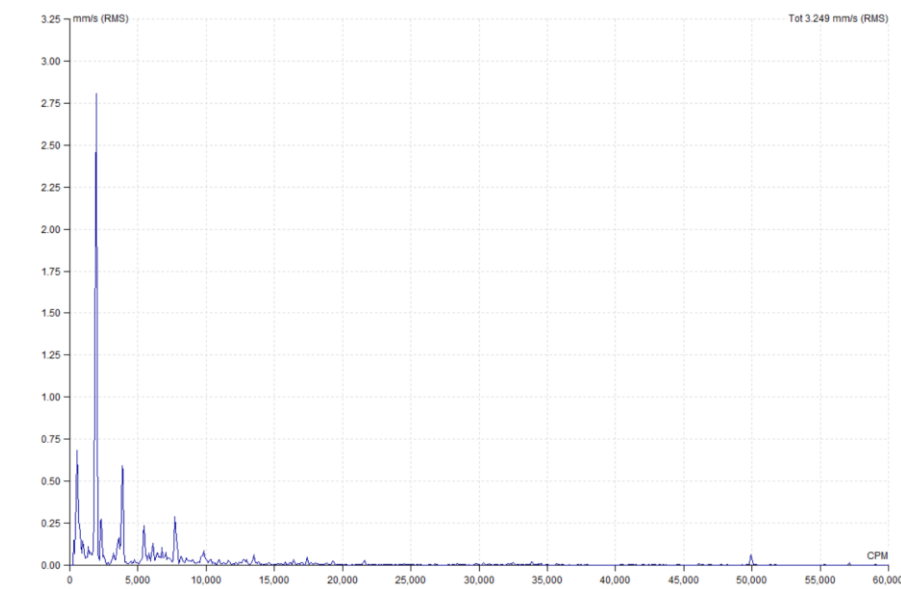
Nota. Tendencias de vibraciones con picos elevados, velocidad de 37.66 mm/s. Fuente equipo ADASH A4900.

4.8.2 *Evaluación Post – mejora.*

Luego de haber realizado los reajustes con respecto a la nivelación de la superficie rocosa donde se anclan los dos pistones hidráulicos estabilizadores de la máquina perforadora lo que causaba desalineamiento en el eje de perforación, se logró disminuir el nivel de vibración (**ver Figura 28**) a los límites aceptables por la normativa encontrando una velocidad vibracional igual 3.249 mm/s, ya en condición normal.

Figura 28

Grafica de espectro vibracional con picos bajos RMS.



Nota. Ultima toma de vibraciones, 2025. Fuente equipo ADASH A4900.

4.9 Selección de sellos hidráulicos

Para la selección de sellos hidráulicos nos apoyamos en el catálogo Hallite y Hércules, ya que estos catálogos contienen las medidas estandarizadas para las juntas de la tapa y el émbolo del cilindro hidráulico. La elección de los tipos de sellos va depender de las condiciones que va trabajar el pistón hidráulico, en este caso va estar sometido a una presión máxima de operación de 4000 Psi y una velocidad de trabajo no mayor de 0.5 m/s.

4.9.1 Sellos del Embolo

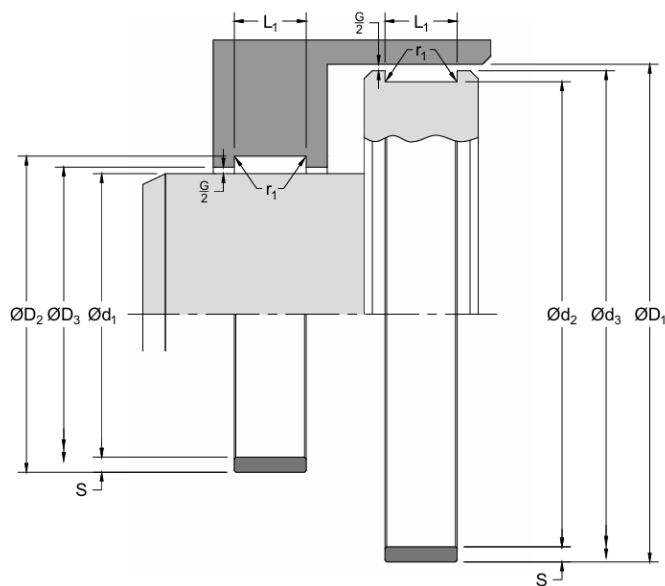
Son tres tipos de juntas que trabajan en el émbolo, los cuales son una guía que brinda estabilidad al émbolo sobre el cilindro, luego la junta principal que logra la estanqueidad adecuada para evitar el paso del fluido a través del émbolo e interior del cilindro y por último una junta de estanqueidad entre el vástago y émbolo.

4.9.1.1 Guía o banda del émbolo

Para selección de la guía consideramos el diámetro interior del cilindro y la altura necesaria de la guía considerada en el diseño del émbolo.

Figura 29

Diagrama para seleccionar guía de émbolo y tapa.



Nota. Representación de sellos de guía para vástago. Recuperado de Catálogo Hallite (p.223), 2018.

Del catálogo Hallite seleccionamos la guía de dimensiones:

$$\varnothing D_1 = 6 \text{ pulg}$$

$$\varnothing d_2 = 5.75 \text{ pulg}$$

$$L_1 = 1 \text{ pulg}$$

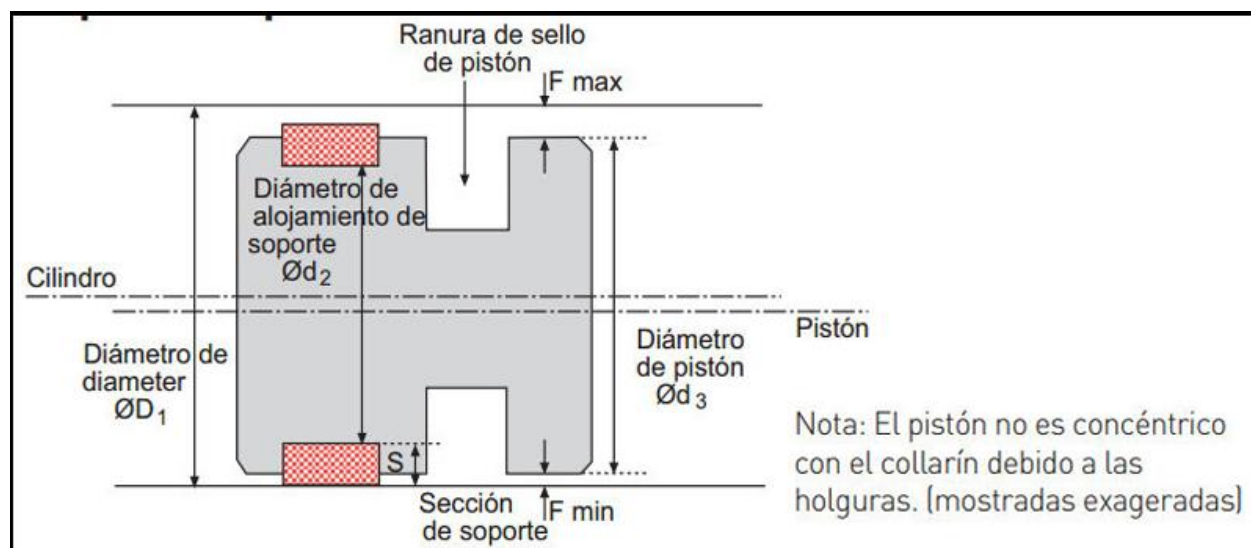
4.9.1.2 Sello del émbolo

Para seleccionar el sello del émbolo debemos calcular la ranura o luz (GAP) máxima entre el émbolo y el interior del cilindro y comprobar si es que esa medida se encuentra entre el rango establecido para la operación del pistón hidráulico.

$$GAP = \varnothing D_1 \max - \frac{\varnothing d_3 \min + \varnothing d_2 \min}{2} - S_{\min}$$

Figura 30

Diagrama para calcular la luz entre el émbolo y cilindro.



Nota. Representación Gap en el émbolo por Christian Mendoza, 2014, Selección de sellos para un mejor rendimiento en cilindros oleohidráulicos.

Considerando los datos de los planos del **Anexo 13**, así como la sección mínima de la guía del émbolo seleccionada anteriormente y reemplazando se tiene:

$$GAP = 152.45mm - \frac{151.74mm + 145.89mm}{2} - 3.175mm$$

$$GAP = 0.46 mm$$

Para una presión de 276 bar de operación del pistón hidráulico, velocidad menor a 0.5 m/s y con apoyo de la **Tabla 9**:

$$0.40 mm < GAP < 0.80 mm$$

Tabla 9

Espacio de extrusión máxima GAP según la presión de operación.

MAXIMA EXTRUSION GAP				
Presión bar	160	250	500	700
Gap máximo mm	1.00	0.80	0.4	0.25
Presión psi	1.00	0.80	0.4	0.25
Gap máximo pulg	0.040	0.032	0.016	0.010

Nota. Detalles técnicos para la selección de sello de émbolo. Adaptado de Catálogo

Hallite (p.44), 2018.

Se selecciona el tipo de sello del catálogo Hércules, después de comprobar que el sello cumple los requisitos para operar en las condiciones dadas.

Tabla 10

Dimensiones del sello de émbolo

Tipo de sello	ØD (Diámetro exterior)	Ød (Diámetro interior)	B (Ancho)
Sello pistón cuatro piezas	6 pulg	5.27 pulg	0.75 pulg

Nota. Elaboración propia.

4.9.1.3 O ring de émbolo

Es una junta que ayuda aumentar la estanqueidad del fluido entre el vástago y el émbolo, no es un sello principal y debido a que no es muy comercial se dispuso ordenar su fabricación, las dimensiones se muestran en la **Tabla 11**.

Tabla 11*Dimensiones de o 'ring de émbolo*

Tipo de sello	$\varnothing D$ (Diámetro exterior)	$\varnothing d$ (Diámetro interior)	B (Ancho)
RS35	3.725 pulg	3.5 pulg	0.213 pulg

Nota. Elaboración propia.**4.9.2 Sellos de Tapa**

En la tapa donde asienta el vástago se han considerado dos sellos de guía, un sello limpiador, sello principal de la tapa y dos o'rings que ayudan a mantener la estanqueidad del fluido entre la tapa y el vástago.

4.9.2.1 Guía o banda de Tapa

Para selección de la guía consideramos el diámetro del vástago y la altura necesaria de la guía considerada en el diseño de la tapa.

Del catálogo Hallite y con ayuda de la **Figura 29** seleccionamos la guía de dimensiones:

$$\varnothing d_1 = 3.5 \text{ pulg}$$

$$\varnothing D_2 = 3.75 \text{ pulg}$$

$$\varnothing L_1 = 0.75 \text{ pulg}$$

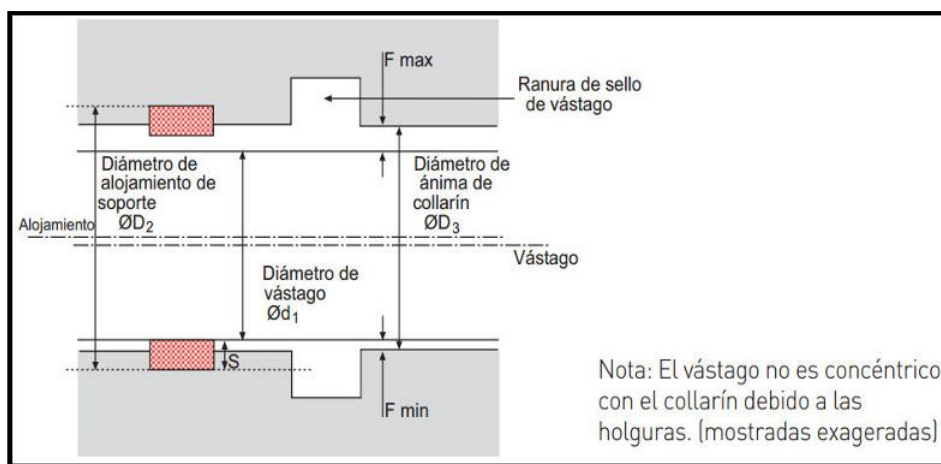
4.9.2.2 Sello de Tapa

Para seleccionar el sello de la tapa debemos calcular la ranura o luz (GAP) máxima entre la tapa y el vástago (que asienta sobre la tapa) y comprobar si es que esa medida se encuentra entre el rango establecido para la operación del pistón hidráulico.

$$GAP = \frac{\varnothing D_3 \max + \varnothing D_2 \max}{2} - S_{\min} - \varnothing d_1 \min$$

Figura 31

Diagrama para calcular la luz entre la tapa y vástago.



Nota. Representación Gap en la tapa por Christian Mendoza, 2014, Selección de sellos para un mejor rendimiento en cilindros oleohidráulicos.

Considerando los datos en pulgadas del plano de diseño del cilindro hidráulico que se muestra en **Anexo 13**, así como la sección mínima de la guía de tapa seleccionada anteriormente y reemplazando se tiene:

$$GAP = \frac{3.529 + 3.756}{2} - 0.125 - 3.498$$

$$GAP = 0.0195 \text{ pulg}$$

Para una presión de 4000 psi de operación del pistón hidráulico, velocidad menor a 0.5 m/s y con apoyo de la **Tabla 12**:

$$0.016 \text{ pulg} < GAP < 0.020 \text{ pulg}$$

Tabla 12

Espacio de extrusión máxima GAP de tapa o vástago.

MAXIMA EXTRUSION GAP			
Presión bar	160	250	400
Gap máximo mm	0.60	0.50	0.40
Presión psi	2400	3750	6000
Gap máximo pulg	0.024	0.020	0.016

Nota. Detalles técnicos para la selección de sello de tapa o vástago. Adaptado de Catálogo Hallite (p.140), 2018.

Se selecciona el tipo de sello del catálogo Hallite y con apoyo de la **Figura 32**, después de comprobar que el sello cumple los requisitos para operar en las condiciones dadas.

Tabla 13

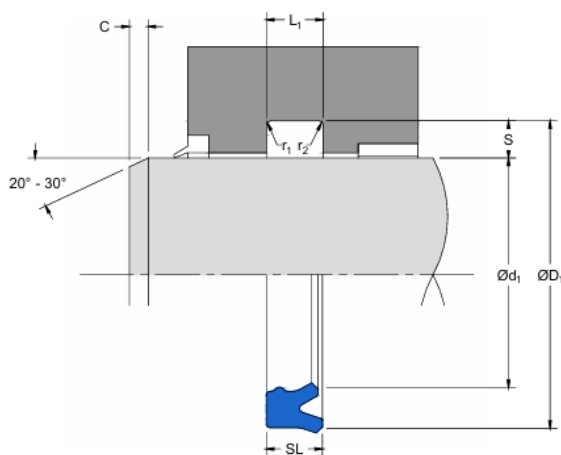
Dimensiones del sello de tapa.

Tipo de sello	$\varnothing D_1$	$\varnothing d_1$	L_1
Rod Seal Hythane 181TPU-EU	4.125 pulg	3.5 pulg	0.55 pulg

Nota. Elaboración propia.

Figura 32

Diagrama de dimensiones de sello de tapa o vástago.



Nota. Representación de sello para tapa o vástago. Recuperado de Catálogo Hallite (p.149), 2018.

4.9.2.3 Sello Limpiador

Se selecciona el sello del catálogo Hallite y con ayuda de la **Figura 33**, considerando el diámetro del vástago y las condiciones de 4000 psi con una velocidad menor de 0.5 m/s del pistón hidráulico.

Tabla 14

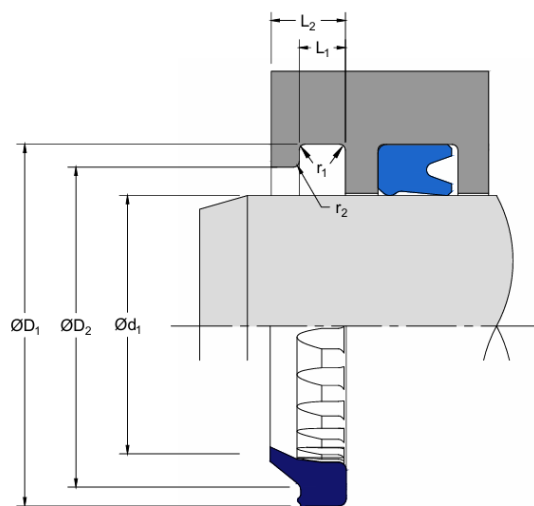
Dimensiones del sello limpiador.

Tipo de sello	$\varnothing D_1$	$\varnothing d_1$	L_1
Wiper Hythane 251TPU-EU	4 pulg	3.5 pulg	0.25 pulg

Nota. Elaboración propia.

Figura 33

Diagrama de dimensiones de sello limpiador.



Nota. Representación de sello limpiador de vástago. Recuperado de Catálogo Hallite (p.186), 2018.

4.9.2.4 O ring de Tapa

Se han seleccionado dos o'rings con respaldo para asegurar la estanqueidad del fluido entre la tapa y el cilindro hidráulico, considerando el catálogo Hércules a continuación se indica en la **Tabla 15** las dimensiones.

Tabla 15

Dimensiones del o 'ring de tapa.

Tipo de sello	$\varnothing_{interior}$	$\varnothing_{exterior}$	C/S
O 'ring 568-358	5.625 pulg	6 pulg	0.1875 pulg

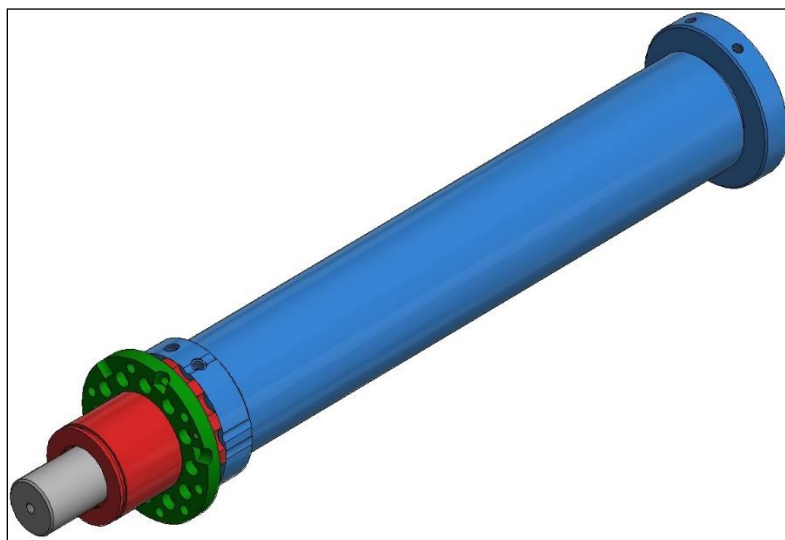
Nota. Elaboración propia.

4.10 Simulación del Prototipo

Mediante el uso del programa de diseño SolidWorks, se dibujó las piezas (Tubo de cilindro, vástago, Brida 1, Brida 2, Tapa, Embolo y Disco) según las dimensiones de los planos que se indican en el **Anexo 13** de esta tesis y que integran el cilindro hidráulico completo, luego se realizó el ensamblaje de todos los componentes del cilindro hidráulico como se muestra en la **Figura 34** en el Software de diseño ya mencionado.

Figura 34

Ensamblaje del cilindro hidráulico en el Software SolidWorks.



Nota. Elaboración propia.

4.10.1 Simulación de Cilindro

Para realizar el análisis de esfuerzos y deformaciones en el prototipo virtual que se diseñó empleando el Software SolidWorks, consideramos los resultados y condiciones de operación que se emplearon en la sección 4.1 para el cilindro hidráulico. En la **Tabla 16** se indica los parámetros (Cargas, material empleado) y los resultados que se obtuvieron luego de realizar la simulación del cilindro hidráulico.

Tabla 16

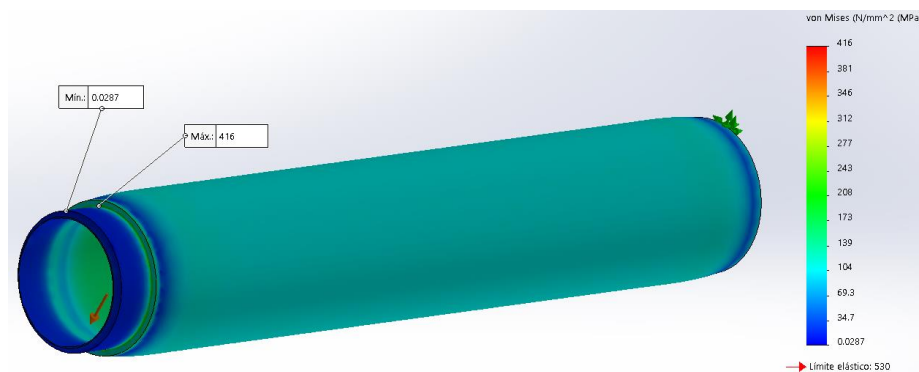
Parámetros de entrada y resultados de la simulación de cilindro hidráulico.

Características del material		Resultados	
Material	ST 52	Esfuerzo Máximo de Von Mises	416 Mpa
Esfuerzo de fluencia	50 Kpsi	Desplazamiento Máximo	0.0569 mm
Cargas		Factor de seguridad	Mínimo: 1.27
Presión Máxima	4000 psi		Máximo: 3

Nota. Elaboración propia.

Figura 35

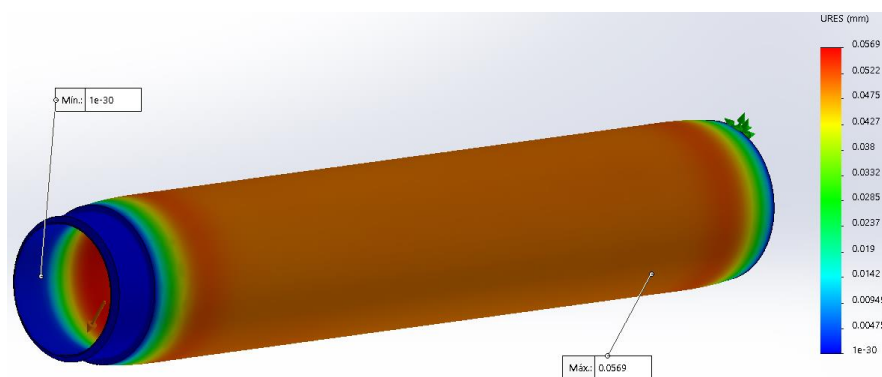
Resultado de la simulación: Esfuerzo máximo de Von Mises en cilindro hidráulico.



Nota. Elaboración propia.

Figura 36

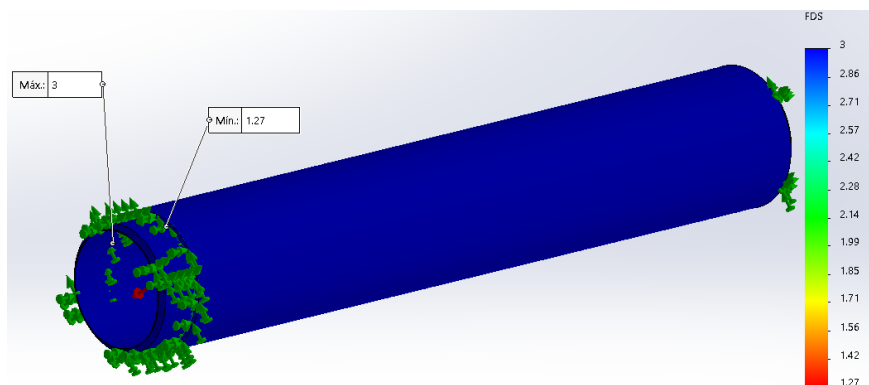
Resultado de la simulación: Desplazamiento máximo en cilindro hidráulico.



Nota. Elaboración propia.

Figura 37

Resultado de la simulación: Factor de seguridad.



Nota. Elaboración propia.

En la **Figura 35** se indica el gráfico de la simulación del cilindro hidráulico considerando un mallado en curvatura de densidad fina donde se encuentra un esfuerzo máximo de Von Mises de 416 Mpa en el escalón donde asienta la brida, pero no sobrepasa el esfuerzo de fluencia de 530 Mpa del material, entonces el resultado es aceptable. En la **Figura 36** se observa un desplazamiento máximo de 0.0569 mm que ocurre en la pared del cilindro y en la **Figura 37** se obtiene un factor de seguridad mínimo de 1.27 considerando el esfuerzo máximo de Von Mises.

Con los resultados obtenidos podemos concluir que el diseño del cilindro es aceptable.

4.10.2 Simulación de Vástago

Para realizar el análisis de esfuerzos y deformaciones en el vástago también consideramos los resultados y condiciones de operación que se emplearon en la sección 4.6 de esta tesis donde se calculó la carga que soporta el vástago a una presión máxima de operación de 4000 psi.

Tabla 17

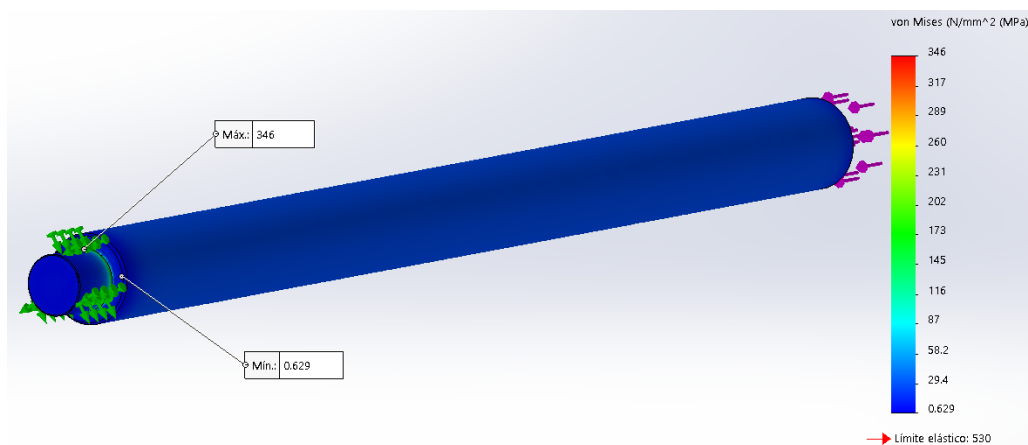
Parámetros de entrada y resultados de la simulación del vástago.

Características del material		Resultados	
Material	SAE 1045 Estirado en frío	Esfuerzo Máximo de Von Mises	346 Mpa
Esfuerzo de fluencia	77 Kpsi	Desplazamiento Máximo	0.186 mm
Cargas		Factor de seguridad	Mínimo: 1.53
Carga Máxima	38 490 lbf		Máximo: 3

Nota. Elaboración propia.

Figura 38

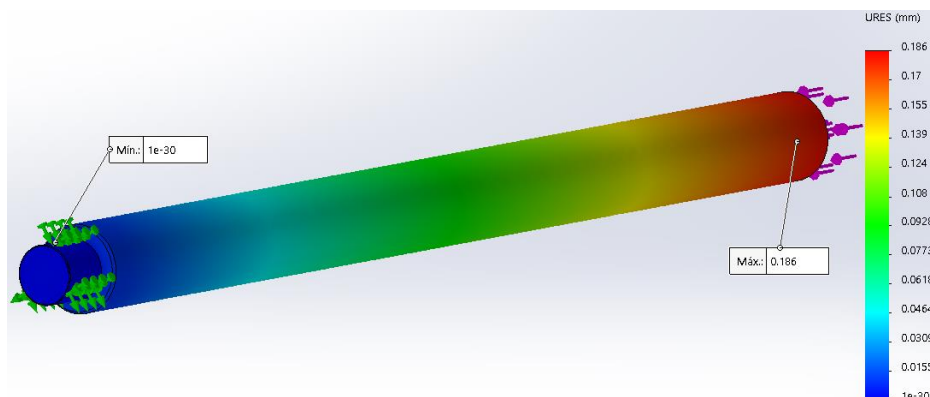
Resultado de la simulación: Esfuerzo máximo de Von Mises en el vástago.



Nota. Elaboración propia.

Figura 39

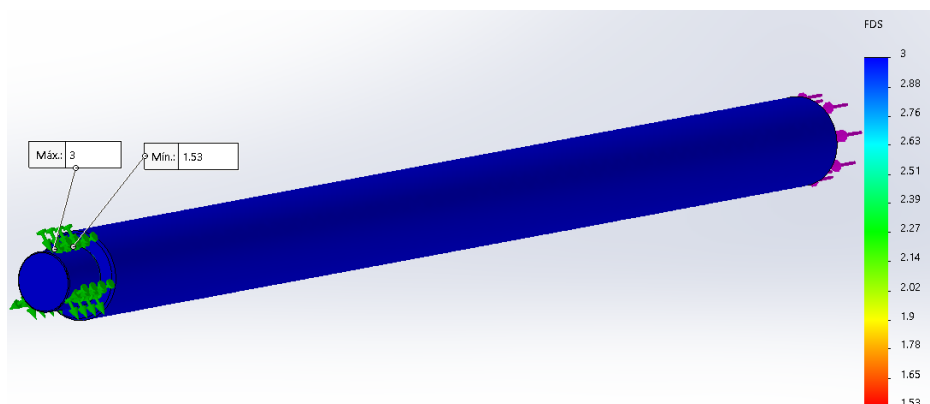
Resultado de la simulación: Desplazamiento máximo del vástago.



Nota. Elaboración propia.

Figura 40

Resultado de la simulación: Factor de seguridad del vástago.



Nota. Elaboración propia.

Para realizar la simulación se utilizó un tipo de mallado basado en curvatura y densidad fina, en la **Figura 38** se muestra el esfuerzo máximo de Von Mises (346 Mpa) que no supera el límite de fluencia del material (530 Mpa) al aplicar una carga de 38490 lb que debe resistir el vástago en operación.

El vástago presenta un desplazamiento máximo de 0.186 mm cerca de la carga aplicada en el extremo derecho según la **Figura 39**. En la **Figura 40** se muestra el factor de seguridad mínimo de 1.52 que encontró según el esfuerzo máximo de Von Mises, el cual es menor en 75% al factor de seguridad encontrado al momento de realizar los cálculos analíticos, esto debido a que cuando se realiza los cálculos analíticos se considera una sección constante en toda la longitud del vástago, pero en realidad es un eje escalonado de sección variable. Por lo tanto, con los resultados obtenidos se concluye que el diseño del vástago puede resistir la carga solicitada y es aceptable.

4.11 Tasa Interna de Retorno.

Para sustentar la evaluación económica del actuador hidráulico propuesto, se utilizó información proporcionada directamente por la empresa Far Industrias SAC, la cual facilitó una cotización formal detallando los costos involucrados en la fabricación del pistón hidráulico.

La información técnica recibida incluye:

- **Costo de materiales:** listado de insumos utilizados (acero SAE 1045, sellos hidráulicos, anillos de retención, componentes roscados), con precios unitarios actualizados.
- **Costo de mano de obra:** horas hombre asignadas a procesos de mecanizado, soldadura, ensamblaje y verificación dimensional, con tarifas aplicadas por categoría de operario técnico.
- **Tiempo de uso de maquinaria:** número de horas de operación de tornos, fresadoras, soldadoras MIG/TIG y banco de pruebas hidráulico, según secuencia de fabricación.

Estos costos fueron utilizados como base para calcular la inversión inicial del proyecto y alimentar el flujo de caja proyectado para los periodos 2021 y 2022.

Toda esta información se encuentra documentada y anexada a esta tesis (Ver **Anexo 8** Cotización Far Industrias SAC), lo cual garantiza la trazabilidad y confiabilidad de los datos utilizados en los indicadores financieros como el Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Interna de Retorno (TIR).

Para ello, consideramos los cilindros hidráulicos que se fabricaron con más frecuencia en la empresa Far Industrias SAC durante el periodo 2021 y 2022 (Ver **Anexo 9**) para evaluar el valor actual neto y la tasa interna de retorno.

4.11.1 Actividades de mayor incidencia que generaron sobrecostos.

A continuación, se detalla las actividades que generaron sobrecostos en la fabricación de los pistones hidráulicos durante los periodos 2021 y 2022 (Ver **Anexo 10**).

- Realizar mecanizado de 04 componentes Cap support plate porque hubo un error en el plano N°B7666A, se volvió a comprar el material para realizar la fabricación retrasando la entrega de los cilindros hidráulicos.
- Realizar mecanizado de 08 agujeros que no coincidían porque hubo error en el plano N°B7388A, se volvió a comprar los materiales para realizar la fabricación retrasando la entrega de cilindros hidráulicos.
- Hubo una interferencia de 0,787mm a 0,812mm entre dos componentes fabricados al momento de realizar el montaje, se volvió a comprar el material para fabricar retrasando la entrega de 04 Erection cylinder.

- Los diámetros de los asientos de guía de un componente presentaban sobremedida según su plano, esto ocasionó una luz excesiva entre los componentes y se procedió a comprar el material para fabricar el componente nuevamente retrasando la entrega de 04 cilindros Side stinger.
- El ancho de guía de la tapa del cilindro Sled frame presentaba sobremedida según su plano N°C6709, esto ocasionó que la guía no tenga un correcto montaje, por lo que se compró el material para fabricar nuevamente retrasando el tiempo de entrega del cilindro hidráulico.
- La posición de montaje de la tapa del cilindro Support column upper no indicaba en el plano, por lo tanto, no se pudo proceder con el torque de los pernos ocasionando un retraso en la entrega de los cilindros hidráulicos.
- Realizar mecanizado de 04 Cap for 6" del cilindro Support column upper debido a que el asiento de guía presentaba sobremedida según su plano, esto ocasionó una luz excesiva entre los componentes, por lo tanto, se tuvo que comprar el material para volver a fabricar retrasando el tiempo de entrega de los cilindros hidráulicos.

4.11.2 Costos de fabricación de los Cilindros Hidráulicos

Tabla 18

Costos de fabricación de los cilindros hidráulicos (Valores en dólares americanos).

Actuadores más fabricados		2021	2022
Cilindros	Materiales directos	22,000	9,600
hidráulicos para	Mano de obra		
la empresa	directa	44,094	29,396
Tumi	Costos indirectos	7,323	4,672
Total		73,417	43,668

Nota. Elaboración propia

En el periodo 2021 se logró fabricar 20 cilindros hidráulicos y en el periodo 2022 solo 08 cilindros de varios tipos según el requerimiento de la empresa Tumi Raise Boring, además se anuló una orden de compra de 10 cilindros hidráulicos por la demora que se tuvo en la fabricación de los cilindros hidráulicos justamente por los inconvenientes que había por el tema de los errores en los planos ver sección 4.10.1.

4.11.3 *Sobrecostos por la fabricación de los Cilindros Hidráulicos.*

Tabla 19

Sobrecostos por la fabricación de los cilindros hidráulicos (Valores en dólares americanos).

Actuadores más fabricados		2021	2022
Cilindros	Materiales directos	2,555	1,280
hidráulicos para	Mano de obra		
la empresa	directa	1,286	643
Tumi	Costos indirectos	3,439	1,719
Total		7,280	3,642

Nota. Elaboración propia

4.11.4 *Ingresos operativos por la fabricación de cilindros hidráulicos*

Tabla 20

Ingresos operativos por fabricación de cilindros hidráulicos (Valores en dólares americanos).

Actuadores más fabricados	2021	2022
Cilindros hidráulicos para la empresa		
Tumi Raise Boring	123,416	53,372

Nota. Elaboración propia

4.11.5 Cálculo del VAN (Valor Presente Neto)

$$VAN = \sum_{n=0}^N \frac{In - En}{(1 + i)^n}$$

Donde se tiene que:

In: Ingresos operativos en los periodos 2021 y 2022

En: Egresos o costos por fabricación en los periodos 2021 y 2022

i: Tasa de interés relativa al préstamo que se obtuvo de la entidad financiera.

Realizando los cálculos respectivos para el periodo 2021 y 2022 con una inversión inicial de 30,000 dólares se obtiene:

$$VAN = -30,000 + \frac{123,416 - 73,417 - 7,280}{1 + 0.15} + \frac{53,372 - 43,668 - 3,642}{(1 + 0.15)^2}$$

$$VAN = 11,731 \text{ Dolares}$$

Podemos considerar que la inversión inicial es rentable según los resultados obtenidos.

4.11.6 Cálculo de la TIR (Tasa interna de retorno)

Para calcular la tasa interna de retorno igualamos a cero el valor actual neto calculado anteriormente:

$$0 = -30,000 + \frac{123,416 - 73,417 - 7,280}{1 + i} + \frac{53,372 - 43,668 - 3,642}{(1 + i)^2}$$

$$i = 55\%$$

Se considera un proyecto rentable debido a que la TIR encontrada es 55% y es mayor a la tasa de descuento referencial de 15%.

4.11.7 Cálculo de la TIR sin considerar Sobrecostos

$$0 = -30,000 + \frac{123,416 - 73,417}{1 + i} + \frac{53,372 - 43,668}{(1 + i)^2}$$

$$i = 84\%$$

Analizando la TIR sin considerar los sobrecostos generados en la fabricación de los cilindros hidráulicos resulta una tasa aceptable y mucho más rentable que la anterior de 55%.

V. RESULTADOS Y DISCUSIONES

5.1 Resultados

5.1.1 Resumen de los cálculos encontrados

Tabla 21

Resumen de esfuerzos y cargas que fueron calculados.

Esfuerzos y cargas	Observación
El esfuerzo equivalente de Von Mises encontrado para el tubo de cilindro es menor al esfuerzo de fluencia del material: $\sigma_{VM} = 23.65 < \sigma_{adm} = 25$	Seleccionar espesor de pared 15.87 mm.
El esfuerzo normal en el área de soldadura de la Brida 1 del cilindro es menor al esfuerzo permisible: $\sigma_n = 25.53 < \sigma_{perm} = 30$	Seleccionar cateto de soldadura 3/8 pulg.
La fuerza en el vástago considerando el esfuerzo longitudinal máximo no supera la carga admisible para un material SAE 1045 del vástago: $F_v = 83.67 < F_{perm} = 121.8$	Seleccionar diámetro de vástago 88.9 mm.
La resistencia a la fatiga es mayor al límite de resistencia a la fatiga del vástago: $S_f = 4.57 > S_e = 4.35$	Ciclos de vida finita 1.6×10^6
El esfuerzo máximo de Von Mises que se encontró en la simulación del cilindro es inferior al límite de resistencia del material: $\sigma_{VM} = 416 < S_y = 530$	El diseño del cilindro es aceptable.

El esfuerzo máximo de Von Mises que se encontró en la simulación del vástago es inferior al límite de resistencia del material:

$$\sigma_{VM} = 346 < S_y = 530$$

El diseño del vástago es aceptable.

Nota. Elaboración propia.

5.1.2 *Resultado de Esfuerzos y Deformaciones*

5.1.2.1 **Tubo de cilindro**

El espesor de pared del tubo de cilindro que se analizó inicialmente (Ver **Figura 19**) cumple las condiciones para una presión de trabajo de 2240 psi, pero al ser sometido a una presión de 4000 psi el espesor de pared no cumple las condiciones de fluencia del material, por lo tanto se ha encontrado otro espesor de pared más gruesa considerando solo el diámetro interior del cilindro original, para ello se utilizó la teoría del libro de Mott para calcular el esfuerzo tangencial máximo, el esfuerzo radial y longitudinal que actúan en la pared del nuevo cilindro, con el cálculo de los esfuerzos principales se realiza el cálculo del esfuerzo equivalente de Von Mises, este esfuerzo equivalente se compara con el límite de fluencia del material para comprobar si cumple las condiciones de diseño del nuevo cilindro que va soportar una presión interna de 4000 psi, de tal modo que se encontró un resultado positivo y en la **Tabla 22** se indican estas dimensiones del nuevo cilindro de pared más gruesa.

Tabla 22*Características del cilindro.*

Cilindro original		Nuevo cilindro	
Diámetro Interior	152.4 mm [6 pulg]	Diámetro Interior	152.4 mm [6 pulg]
Espesor de Pared	12,7 mm [1/2 pulg]	Espesor de Pared	15,87 mm [5/8 pulg]
Diámetro exterior	177,8 mm [7 pulg]	Diámetro exterior	184,15 mm [7 ¼ pulg]

Nota. Elaboración propia.**5.1.2.2 Vástago de cilindro**

Para seleccionar el diámetro del vástago se debe determinar si el análisis se va realizar para una columna corta o larga, en este caso depende mucho de la relación de esbeltez, no se puede utilizar la ecuación de Euler si la esbeltez real se aproxima a una relación de esbeltez transitoria en un punto donde la carga unitaria es la mitad del esfuerzo de fluencia del material, entonces en esta tesis como la relación de esbeltez real se aproxima a la relación de esbeltez transitoria se analiza y se usa la ecuación para una columna corta. Se considera el esfuerzo longitudinal máximo para determinar la fuerza sobre el vástago y comparar con la carga admisible que se encontró para el vástago, encontrando un resultado positivo porque con el diámetro de 3.5 pulg seleccionado la fuerza en el vástago no supera la carga admisible de diseño del vástago (Ver **Tabla 21**). Se determinó un factor de seguridad contra pandeo de 9.5 y un factor de seguridad de diseño de 6.08, el cual es mayor en 75% al factor de seguridad que se encontró en la simulación de este componente.

5.1.2.3 Resultado de la simulación por FEM

Con respecto a la simulación del cilindro y vástago se obtienen los esfuerzos máximos de Von Mises los cuales son elevados debido al cambio de sección que existe en la superficie donde va el émbolo en el caso del vástago y donde va la Brida 1 en el caso del cilindro, estos esfuerzos máximos influyen en la disminución de factor de seguridad a comparación de lo que se encuentra al realizar el cálculo analítico, en la **Tabla 21** se mencionan los esfuerzos máximos y se indican que los diseños son aceptables.

Tabla 23

Esfuerzos y deformaciones por métodos analíticos y FEM.

Componente	Cilindro		Vástago	
	Analítico	FEM	Analítico	FEM
Esfuerzo (Kpsi)	23.65	60.3	12.66	50.2
Deformación (mm)	0.0594	0.0569	0.13	0.186

Nota. Elaboración propia.

5.1.3 Resultado del diseño de Brida

Para determinar el espesor de la Brida 1 ciega que va soldada en el cilindro se consideró como presión de diseño 6000 psi así como también otros factores siguiendo la especificación del código ASME Sección VIII donde se encontró el valor de 2 pulg de espesor. Además, el cateto de soldadura que va resistir los esfuerzos de la presión interna del cilindro en esta brida es de 3/8 pulg (Ver **Tabla 21**).

5.1.4 Resultado de análisis de fatiga

Con respecto al límite de resistencia a la fatiga del vástago, en este caso como el esfuerzo medio encontrado pertenece a la zona de compresión no es muy relevante su influencia porque realmente el vástago no resiste esfuerzos por tensión, sino lo que resiste es una carga fluctuante solo de compresión al cual está sometido el vástago. De todos modos, para encontrar el ciclo de vida finita se debe cumplir la condición de que la resistencia a la fatiga sea mayor que el límite de resistencia a la fatiga, considerando este requisito se encontró un número de ciclos de vida aproximado de 1.6×10^6 para el vástago (Ver **Tabla 21**).

5.1.5 Resultado de la selección de sellos y juntas

Para seleccionar los sellos hidráulicos para el pistón hidráulico se tiene que calcular la luz entre los dos componentes donde va el sello (ya sea entre émbolo y cilindro o tapa y vástago) y considerando las condiciones de operación que va realizar el pistón se verifica según el catálogo que la luz entre los dos componentes sea el adecuado, en este caso el pistón va trabajar a una presión de 4000 psi y una velocidad menor a 0.5 m/s, con estas condiciones se seleccionan los sellos según catálogos.

5.1.6 Resultado de prueba hidráulica del pistón hidráulico.

El análisis estructural del cilindro hidráulico se complementó con una prueba hidráulica práctica realizada a una presión de trabajo de 4000 psi, similar a lo que se detalla en el **Anexo 4**. Esta prueba tuvo como finalidad validar el diseño del componente sometiénolo a las condiciones de presión real utilizadas en campo.

La prueba se llevó a cabo en las instalaciones de FAR Industrias S.A.C., utilizando un banco hidráulico y un manómetro de alta precisión. El cilindro fue presurizado de forma

progresiva hasta alcanzar el valor deseado, manteniéndose la presión durante un período continuo de 1.5 horas con el vástago extendido y otro período igual con el vástago retraído, sin evidencia de fuga ni deformación.

En la **Figura 41** se observa el montaje del cilindro hidráulico con conexiones hidráulicas instaladas en ambos extremos. Durante la prueba no se evidenciaron fugas ni deformaciones visibles, lo que indica un buen sellado y una correcta fabricación del componente.

Figura 41

Cilindro hidráulico sometido a una prueba de presión de 4000 psi.

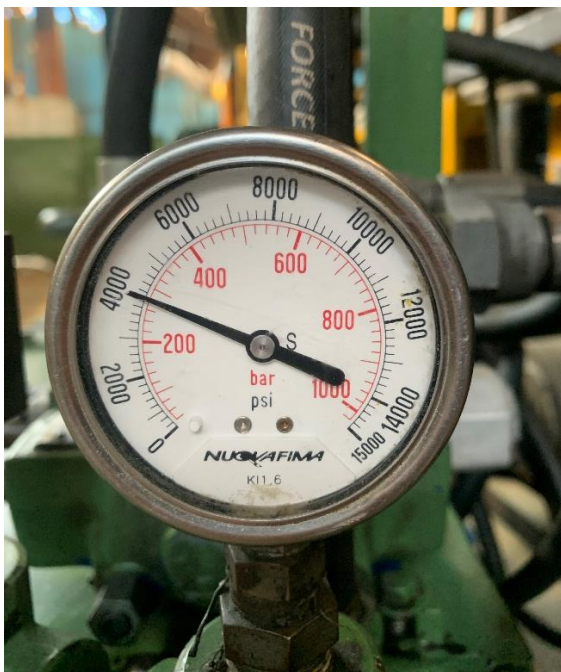


Nota. Elaboración propia.

En la **Figura 42** el manómetro muestra una lectura final de aproximadamente 4000 psi, confirmando que el cilindro fue sometido al nivel de presión de trabajo diseñado. La presión se mantuvo estable durante toda la duración del ensayo sin presentar pérdida.

Figura 42

Manómetro durante la prueba: presión alcanzada 4000 psi.



Nota. Elaboración propia.

Tabla 24

Resultados de la prueba hidráulica del cilindro.

Parámetro evaluado	Resultado obtenido	Valor de referencia	Cumple
Presión máxima aplicada	4000 psi	4000 psi	Si
Fugas detectadas	Ninguna	Ninguna	Si
Deformación residual visual	No observable	No debe haber	Si
Ruido/vibraciones anormales	Ninguna	Ninguna	Si
Tiempo sostenido bajo presión con vástago extendido	1.5 horas	≥10 minutos	Si
Tiempo sostenido bajo presión con vástago retraído	1.5 horas	≥10 minutos	Si

Nota. Elaboración propia.

5.1.6.1 Conclusión técnica del ensayo.

El resultado de la prueba hidráulica confirma la integridad estructural del diseño propuesto. No se registraron fallas funcionales ni deformaciones visibles bajo la presión de operación de 4000 psi, lo que valida la resistencia del conjunto y la efectividad de los sellos empleados. Estos resultados se correlacionan positivamente con el análisis estructural por elementos finitos descrito en la sección 5.2, garantizando un funcionamiento seguro en condiciones reales de operación.

5.1.7 Análisis financiero del proyecto.

La tasa interna de retorno con una inversión inicial de 30,000 dólares llega a ser 55% lo cual es rentable comparada con una tasa referencial de préstamo de una entidad financiera 15%, pero sin considerar un sobrecosto de 10,922 dólares que se genera en la fabricación de los cilindros hidráulicos la tasa interna de retorno asciende a 84%, lo cual es más rentable y puede generar mayores ingresos para la empresa.

5.2 Discusiones

1. El análisis FEM evidenció esfuerzos de hasta 416 MPa en el cilindro y 346 MPa en el vástago, mientras que los métodos analíticos arrojaron 345 MPa y 388 MPa, respectivamente. Ambas metodologías coinciden en que los esfuerzos están por debajo del límite elástico del acero SAE 1045 (≈ 530 MPa), con deformaciones aceptables (máx. 0.186 mm), lo que confirma la seguridad estructural del diseño, dentro de los rangos permisibles para elementos sometidos a presión interna, sin generar pandeo ni fatiga prematura.
2. El rediseño optimizó espesores y geometrías, mejorando la distribución de esfuerzos y reduciendo zonas críticas en uniones soldadas. Esta mejora estructural

permite reducir peso, mantener la compacidad del sistema y prolongar la vida útil del pistón hidráulico, sin comprometer su integridad (Ver **Figura 22** y planos del **Anexo 12**).

3. La prueba real a 4000 psi demostró que el cilindro puede operar de forma segura bajo las condiciones de presión para las que fue diseñado. No se observaron fugas, deformaciones visibles ni fallas durante las 1.5 horas de aplicación continua de presión. Este resultado valida los hallazgos del análisis FEM y respalda la robustez del diseño propuesto para uso industrial continuo.
4. A diferencia de otras tesis revisadas, como las de **Peña (2016)** y **Turpo (2020)**, esta investigación no solo se basó en cálculos teóricos, sino que integró el uso de software de simulación avanzada y pruebas físicas. Esta combinación metodológica ofrece mayor confiabilidad, ya que permite identificar zonas de riesgo estructural antes de la fabricación y verificar en campo la capacidad de carga.
5. El diseño del pistón hidráulico puede ser aplicado en sistemas de perforación minera como los que opera la perforadora SBM 400 SR., con garantía de seguridad estructural y durabilidad. Además, la metodología seguida (cálculo analítico + simulación FEM + prueba hidráulica) puede replicarse en futuros proyectos de rediseño de componentes hidráulicos sometidos a altas presiones.

VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

A. Se realizó el cálculo de esfuerzo equivalente de Von Mises al nuevo cilindro hidráulico que se diseñó para que soporte una presión de operación máxima de 4000 psi, encontrando un valor igual a 23.65 Kpsi que es inferior al esfuerzo de fluencia del material seleccionado para el cilindro, además la máxima deformación encontrada en la pared del cilindro es 0.0569 mm el cual se puede considerar despreciable. El esfuerzo máximo que se encontró con respecto al vástago alcanza un valor igual a 12.66 Kpsi, el cual al ser considerado también con el límite de fluencia del material del vástago se obtuvo un factor de seguridad de 6, además la deformación máxima que se encontró para el vástago es de 0.186 mm que no es considerable. Por lo tanto, se concluye que el diseño que se realizó para estos componentes es aceptable y pueden resistir las cargas al cual van estar expuestos durante su operación.

B. Se desarrolló el prototipo virtual del cilindro hidráulico con todo sus componentes en el programa de diseño SolidWorks y se evaluó mediante el análisis de elementos finitos los esfuerzos máximos, encontrando el valor de esfuerzo máximo igual a 416 Mpa para el cilindro y un esfuerzo máximo de 346 Mpa para el vástago, por lo tanto, se concluye de que estos esfuerzos máximos se generan debido a la variación en la sección de los componentes analizados pero como dichos valores no sobrepasan el límite de fluencia de 530 Mpa del material, entonces los diseños son aceptables y pueden resistir los esfuerzos con seguridad.

C. Se calculó el factor de seguridad para el cilindro al principio encontrando un valor igual a 1.76, como este valor se consideró relativamente bajo para el análisis entonces se desarrolló el cálculo con un factor de seguridad superior igual a 2. El factor de seguridad que se encontró para el vástago fue 9.5 contra el pandeo y de diseño 6. Los factores de seguridad pueden variar de 1.4 a 4, por lo tanto, se concluye con el respaldo de los resultados positivos obtenidos también de la simulación del prototipo que los factores encontrados con seguridad van a proteger contra algún tipo de colapso o fractura en los componentes diseñados en esta tesis.

D. Se realizó el cálculo del número de ciclos de vida finita del vástago encontrando un valor igual a 1.6×10^6 , este valor se estimó de manera aproximada considerando la resistencia a la fatiga superior al límite de resistencia a la fatiga del material, aunque se puede mencionar de que el vástago tiene un número de ciclos de vida infinita porque el esfuerzo medio solo es de compresión, por lo tanto, se concluye de que el diseño del vástago puede soportar las cargas fluctuantes de compresión a los cuales va estar expuesto.

E. Se proyectó una tasa interna de retorno se puede decir rentable igual a 55% con respecto a la fabricación de los cilindros hidráulicos que realiza la empresa Far Industrias SAC, dichos cilindros hidráulicos son del mismo tipo que se ha estudiado en esta tesis, por lo tanto, se concluye de que si el proyecto es rentable aún con sobrecostos de fabricación entonces eliminando estos sobrecostos se puede obtener una tasa interna de retorno de 84% y puede llegar a ser aún más rentable para la empresa.

6.2 Recomendaciones

- A. El material para el cilindro se consigue en el mercado como barra perforada con sobremedida en los diámetros interior y exterior, entonces se debe considerar un factor importante el bruñido de la pared interior del cilindro a una cierta rugosidad permitida para que no pueda afectar la vida útil de los sellos que trabajan en constante fricción con la pared interna del cilindro. También mencionar que el soldeo de las bridas en los extremos del cilindro se debe realizar antes de taladrar los agujeros de ingreso de aceite que van en dichas bridas, porque estos agujeros pueden sufrir deformación y perder sus dimensiones cuando se suelda luego de ya estar mecanizados.
- B. Se recomienda realizar el análisis de esfuerzos de una columna corta cuando la relación esbeltez es próxima a la esbeltez de transición, así sea que la relación de esbeltez real sea mayor por muy poco a la relación de esbeltez de transición.
- C. Con respecto a los sellos hidráulicos para disminuir el tiempo perdido en enviar a fabricar sellos hidráulicos no comerciales, al momento de diseñar los componentes se debe seleccionar los tipos de sellos que sean comerciales en la localidad.
- D. Como alternativa de mejora para el proceso de fabricación de los cilindros hidráulicos se recomienda automatizar el análisis del diseño de un pistón hidráulico mediante los programas de MathCad y SolidWorks, con el objetivo de poder evitar fallas por mala calidad, errores de diseño y los sobrecostos que se generan por volver a reparar un pistón hidráulico.

VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Castillo Bancallán, K. G. (2020). *Evaluación del ciclo de vida en cilindros hidráulicos para maquinaria pesada* [Tesis de licenciatura, Universidad Nacional Pedro Ruiz Gallo]. Repositorio institucional UNPRG. Recuperado de:
<https://repositorio.unprg.edu.pe/handle/20.500.12893/8424>
- Chicu, D. (2022). Los métodos VAN y TIR en la valoración de los proyectos de inversión.
- García Lazo, P. F. (2009). *Análisis de fatiga en piezas mecánicas usando el método de los elementos finitos* [Tesis de licenciatura, Universidad Nacional de Ingeniería]. Repositorio Pirhua – UDEP. Recuperado de: <https://hdl.handle.net/11042/1276>
- Machen Perú. (2017). *Cilindros, Partes y Accesorios para Hidráulica y Neumática Normalizados* [Catálogo técnico]. Machen Perú. Recuperado de:
<https://www.machenperu.com/3/Cilindros%20Hidraulicos%20y%20Neumaticos.html>
- Manobanda, E. K., & Paredes, D. A. (2012). *Diseño y construcción de un banco de pruebas para los cilindros de doble efecto con presión hasta 3000 psi* [Tesis de grado, Universidad Politécnica Salesiana]. Repositorio Institucional UPS.
- Mendoza, C. L. (2014). Selección de sellos para un mejor rendimiento en cilindros oleohidráulicos [Tesis de licenciatura, Universidad Nacional Mayor de San Marcos]. Alicia – CONCYTEC. Recuperado de:
https://alicia.concytec.gob.pe/vufind/Record/UNMS_ba351be73c6559855ee3455760c40666
- Mott, R.L., & Untener, J.A (1999). *Resistencia de Materiales* [5.^a ed., versión en español]. Pearson Educación. Recuperado de:
<https://archive.org/details/RESISTENCIADEMATERIALESMOTTOp>

Muela, M. V. (2017). *Diseño y construcción de una prensa hidráulica para corrección de bordes de láminas metálicas* [Tesis de grado, Escuela Politécnica Nacional, Ecuador].

Repositorio EPN. Recuperado de: <https://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/17501>

Peña Palomino, R. R. (2016). *Diseño de una bombeadora de 200 toneladas para fabricar cabezales de recipientes a presión* [Tesis de licenciatura, Universidad Nacional del

Centro del Perú]. Repositorio UNCP. Recuperado de:

<https://repositorio.uncp.edu.pe/handle/20.500.12894/3648>

Pérez, A. (2022). *Criterio de Goodman modificado*. Recuperado de:

<https://www.mecapedia.uji.es>

Budynas, R. & Nisbett, J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de SHIGLEY*. México: McGraw-Hill Interamericana.

Salazar, E. A. (2006). *Capacidad de carga de cilindros oleohidráulicos* [Tesis de licenciatura, Universitat Politècnica de Catalunya]. Repositorio UPC. Recuperado de:

<http://hdl.handle.net/10803/6739>

Torrano, S., & Perez, H. (2011). *Criterios de plasticidad y de rotura* [Informe técnico].

Turpo Ccoa, S. (2020). *Diseño de un cilindro hidráulico para la construcción de elevadores de carga capacidad máxima 300kg* [Tesis de licenciatura, Universidad Continental].

Repositorio Institucional Continental. Recuperado de:

<https://repositorio.continental.edu.pe/handle/20.500.12394/10757>

Vanegas U, L. V. (2018). *Diseño de Elementos de Maquinas*. Colombia: Universidad Tecnológica de Pereira.

SEDISA (s.f). *Información técnica*. Recuperado de: <https://sedisaservicios.com/activos-industria/normas-iso-para-evaluar-la-severidad-de-vibracion-en-maquinas-rotativas/>

VIII. ANEXOS

Anexo 1: Especificaciones de material del cilindro.



CERTIFICADO DE CALIDAD
Inspection Certificate

Cliente / Customer		Producto / Product		N° Certificado / Certificate N°	
BARRENADOS Y FABRICACIONES S.A.C.		AC.PERFORADO 200-140		bc423605-7f5b-4366-9cd2-eb7b4b9bee0e	
Nota de Venta / Order		Factura / Invoice		Fecha / Date	
128547		F001-00011193		10-02-2022	
#	Grado / Grade	Según norma / According to	Unidades / Units	Dímetro(mm) / Diameter	Dímetro(pulg) / Diameter
	ST 52	DIN 1629		200-140	305
#	Acabado Sup / Finish	Estado de suministro / Deliver condition	Tratamiento térmico / Heat treatment	(1)Laminado en caliente/Hot roller (2)Forjado/Forged (3)Pulido/Polished (4)Trefilado / Cold draw (5)Pelado/Rough machined (6)Rectificado/Grinded	(7)Decapado/Pickled (8)Recocido/Annealed (9)Templado/Hardened (10)Bonificado/Quenched & tempered (11)Normalizado/Normalized (12)Revenido/Tempered
		01	16		(13)Laminado en frío/cold roller (14)Extruido / Extruded (15)Colada continua / Continuous casting (16)Sin tratamiento térmico / Without heat treatment

COMPOSICIÓN QUÍMICA / CHEMICAL COMPOSITION (%)

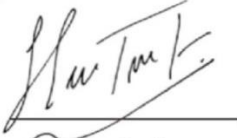
% C	% Si	% P	% S				
<= 0,22		<= 0,04	<= 0,035				

PROPIEDADES MECÁNICAS / MECHANICAL PROPERTIES (%)

Elongación / Elongation	Esfuerzo tracción / Tensile strength	Esfuerzo fluencia / Yields strength	Dureza / Hardness
>= 21 %	500 a 650 MPa	>=345 MPa	

* Valores típicos

Información adicional / Additional information	Certificamos que la información presentada en este documento es una fiel reproducción del certificado original de fábrica We certify that the above information in this document is an exact reproduction of the steel mill certificate
--	---



Hugo Trujillo
Ingeniero Metalúrgico
Departamento de Abastecimiento



Nota. Recuperado de la base de datos de la empresa Far Industrias SAC.

Anexo 2: Especificaciones de material del vástago.

		CERTIFICATO DI COLLAUDO Inspection Certificate STELMI ITALIA SpA Via Gandhi, 15 20010 VITTUONE ITALIA. Partita IVA: 05374560968				EN 10204 3.1						
ARCRODIN S.A.C MZA D LT 19 ASOC.VIV.SUIZA PER (CST PARQ ZON.NARANJAL 52 AV.PALMERAS												
Data	18/12/2019											
Certificato di collaudo nr. <i>Inspection certificate no.</i>	PSD19-001723 39		Lotto nr. <i>Batch no.</i>	083319122019		Specifica <i>Standard</i>	IH C45 200H EN 10277-5					
Colata nr. <i>Heat no.</i>	81476		Materiale <i>Material</i>	C45		Stato di fornitura <i>Delivery condition</i>	Bar HIPERCHROMIUM 200 Packed Chromed C45 IH 20 my NSS 200h R=9 + 150h R=10 Diam.88,9 Tol.f7					
Dimensioni <i>Dimensions (mm)</i>	Øe 88,9	x	Øi 0	x	L_e 7010	Peso <i>Weight (Kg)</i>	2732.58					
						Ordine cliente nr. <i>Customer order no.</i>	REQUERIMENTO DE IMPORTACION 2019					
Nr. pezzi / <i>Pieces no.</i>	8		Disegno / <i>Part number</i>									
ANALISI CHIMICA (%) / CHEMICAL ANALYSIS(%)												
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	V	Cu		
Colata / <i>Heat</i>	0.43	0.22	0.6	0.011	0.016	0.15	0.09	0.033	0.005	0.23		
	Al	Sn	Ti	Ca	N (ppm)	O (ppm)	H (ppm)		C.E.	D.I.		
Colata / <i>Heat</i>	0.027		0.026		0.011				0.589	0		
CARATTERISTICHE MECCANICHE E FISICHE / MECHANICAL AND PHYSICAL PROPERTIES												
PROVA DI TRAZIONE <i>TENSILE TEST</i>					PROVA DI RESILIENZA <i>IMPACT TEST</i>				TEMPRA SUPERFICIALE <i>INDUCTION HARDENING</i>			
Durezza <i>Hardness (HB)</i>	Rm (N/mm ²)	Re (N/mm ²)	A%	Z%	Tipo <i>Type</i>	Temp. (°C)	J1	J2	J3	J (X)	Durezza <i>Hardness (HRC)</i>	Spess. Tot. <i>Tot. Depth (mm)</i>
197	655	388	18								57	2.5
+QT Reference												
CARATTERISTICHE GEOMETRICHE / DIMENSIONAL PROPERTIES												
Tolleranza <i>Tolerance</i>	f7		Ovalità <i>Roundness</i>	1/2 Toll.		Rettilinearità <i>Straightness (mm/m)</i>	0.3					
CARATTERISTICHE CROMATURA / CHROMIUM PLATING PROPERTIES												
Spessore <i>Thickness (µm)</i>	Durezza <i>Hardness (HV_{0.1})</i>	Rugosità Ra <i>Roughness Ra (µm)</i>	Test corrosione <i>Corrosion test (STD References)</i>			Durata <i>Test time (h)</i>	Rating	Nr. tot. emissioni <i>Total emissions no.</i>				
20	850	0,2	NSS			200	9					
Note:												

Responsabile Controllo Qualità
 Quality Manager
 Galli Riccardo

Qualsiasi uso non autorizzato del presente documento è interdetto. Il documento e il suo contenuto sono di proprietà di Stelmi Italia SpA
 Any unauthorized use of this document is prohibited. The document and its contents are the property of Stelmi Italia SpA

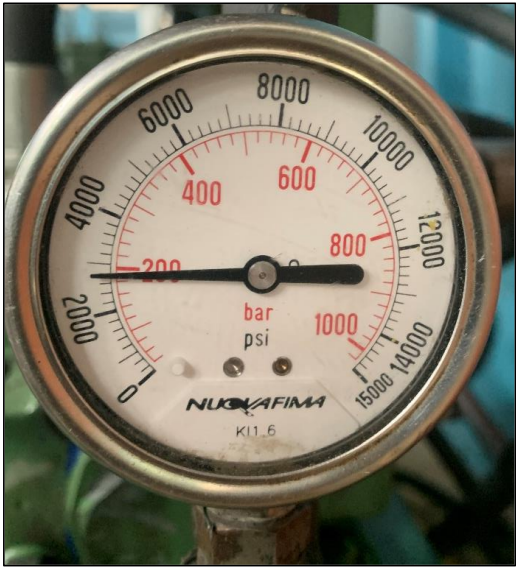
Nota. Recuperado de la base de datos de la empresa Far Industrias SAC.

Anexo 3: Fabricación, ensayos no destructivos y montaje del cilindro hidráulico.



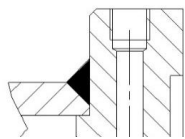
Nota. Elaboración propia.

Anexo 4: Prueba hidráulica del cilindro hidráulico a 2800 psi.

REGISTRO FOTOGRAFICO DE LA PRUEBA HIDRÁULICA CON EL VASTAGO RETRAIDO	
	
	<u>CONCLUSIONES:</u> • Se realizó la Prueba Hidráulica con el vástago retraído durante 1 hora con 30 minutos a una presión de 2800 PSI. • Durante la Prueba Hidráulica el Cilindro no presento fugas de aceite hidráulico en las uniones soldadas ni en los sellos hidráulicos • El SUPPORT COLUMN UPPER CYLINDER no perdió la presión de 2800 PSI durante el tiempo de la Prueba Hidráulica de 1 hora con 30 minutos. • El SUPPORT COLUMN UPPER CYLINDER se encuentra en perfecto estado de funcionamiento.

Nota. Recuperado de la base de datos de la empresa Far Industrias SAC.

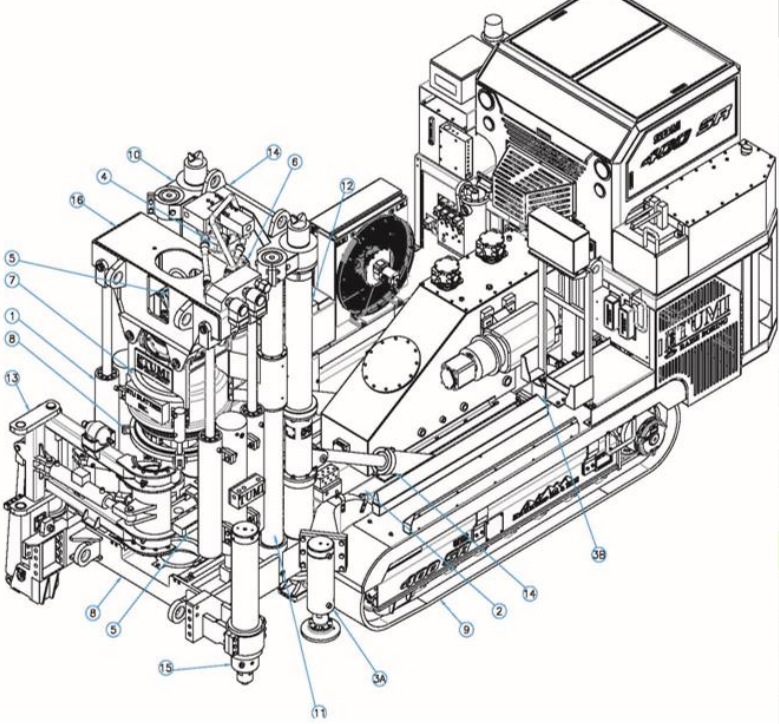
Anexo 5: Especificaciones del procedimiento de soldadura (WPS) del cilindro hidráulico.

Nombre de la Compañía: TUMI RAISE BORING			Identificación N°: SBM 400 SR 099 / 10004-2022					
Proceso (s) de la soldadura: GTAW + FCAW			Revisión: 01		Fecha: 06/04/2022			
Soporte PQR N°(1): Pre-calibrado			Elaborado por: Jhon Carlos Rosales Vera					
Diseño de la junta usada: Double V – Bisel 45°			Tipo:		Manual			
Respaldo: NO			Posición: PLANA					
Abertura de raíz (R); 1/8"			CARACTERISTICAS ELECTRICAS					
Tolerancia: + 1/16", -0								
Angulo de bisel: 45°, +10° / -5°			Modo de transferencia: GTAW + FCAW					
Soldadura de respaldo: NO			Pulverizado					
METAL BASE			Corriente: DCEP / DCEN					
Especificación del material: AISI 1045			Electrodo de Tungsteno (GTAW): EWTh-2					
Tipo o Grado: ---			Tamaño: 2.4					
Espesor: 15.87mm		Filete: ---	Tipo: 2% Thoriated					
Diámetro (tubo): OD 7.25" ID 6.00"			TECNICA					
METAL DE APORTE			Arrastre u oscilación: Ambos					
Clasificación AWS: GTAW	ER 70S-6		Pasada simple o múltiple (por capa): Múltiple					
Clasificación AWS: FCAW	E71T-1C/1M		Numero de electrodos: ---					
Clasificación AWS: FCAW	E71T-1C/1M		Espaciado de electrodos: ---					
PROTECCION			Longitud inicial: ---					
Fundente: ---	GAS: OK		Angulo: ---					
Composición del gas: GTAW	Ratio de alimentación:		Distancia de contacto del tubo a la pieza de trabajo:--					
Argón 100%	25CFH		Forjado: ---					
Composición del gas: FCAW	Ratio de alimentación:		Limpieza entre pasada: escobillado					
Argón 80% + Co2 20%	30 L/min							
PRECALENTAMIENTO			TRATAMIENTO TERMICO POST SOLDADURA					
Temperatura de precalentamiento mínima: 120°C			Temperatura:					
Temperatura entre pases, mínima: 250°C			Tiempo:					
PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA								
Pase	Proceso	METAL DE APORTE		Corriente		Voltaje (V)	Velocidad de avance (cm/min)	Detalle de la Junta
		Clase	Diám mm	Tipo y polaridad	Amperaje (A)			
1	GTAW	ER70S-6	2.4	DC EN	95 - 97	28.4	3.5-5.0	
2	FCAW	E71T-1C/1M	1.2	DC EP	215 - 220	25.11	10.0-12.0	
3	FCAW	E71T-1C/1M	1.2	DC EP	215 - 220	25.11	10.0-12.0	
								
Jhon Carlos Rosales Vera				Ing. Dante Yeferson Hermoza Franco				
V°B° CONTROL DE CALIDAD				V°B° APROBADO				

Nota. Recuperado de la base de datos de la empresa Far Industrias SAC.

Anexo 6: Máquina perforadora SBM 400 SR.

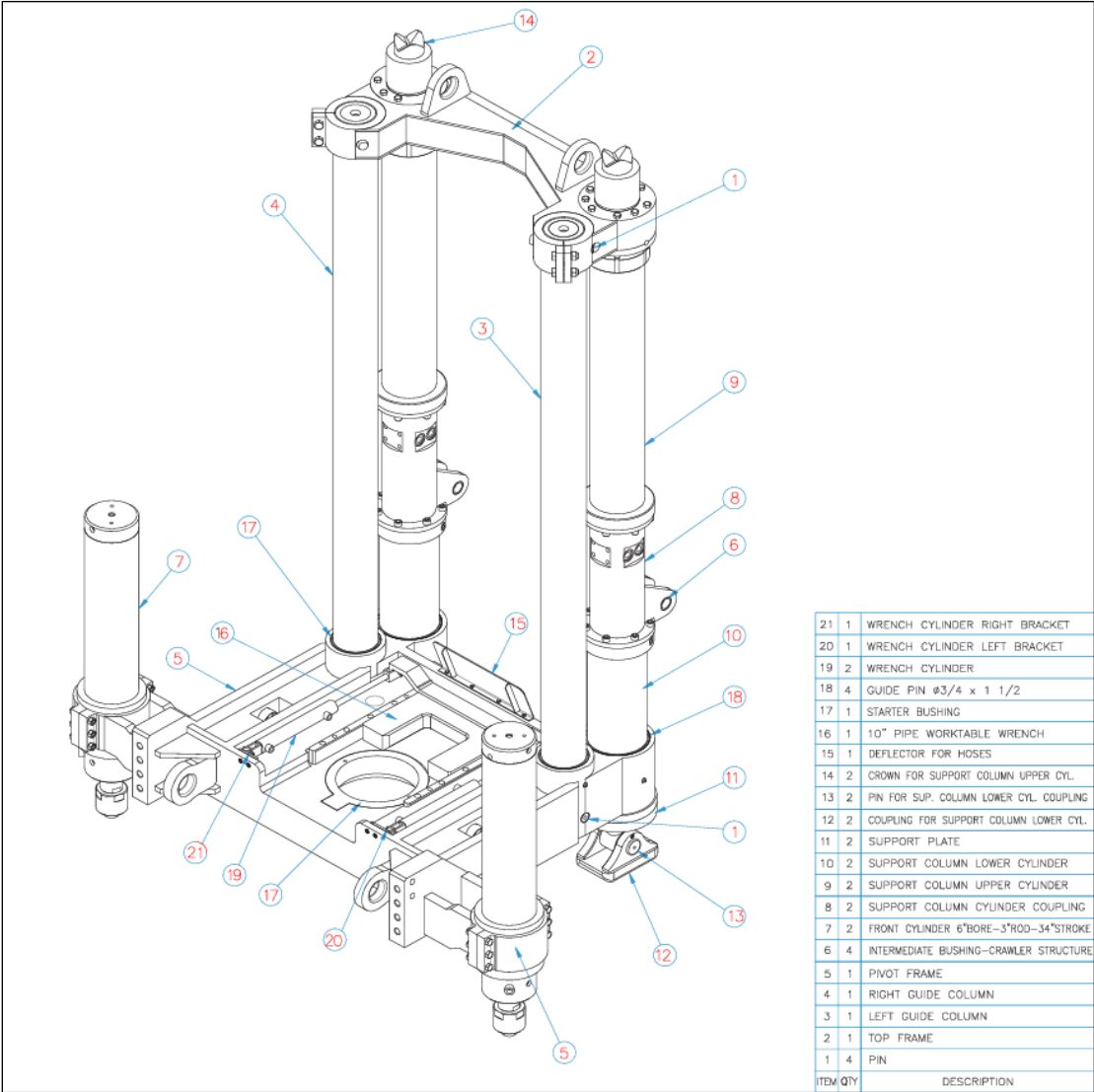
Partes principales de una SBM 400-SR.



PARTES PRINCIPALES DE UNA SBM400-SR		
1	2	THRUST CYLINDER PACKAGE
2	1	CRAWLER STRUCTURE
3A	2	LIFTING FRONT CYLINDER
3B	2	LIFTING REAR CYLINDER
4	1	HYDRAULIC MOTOR
5	1	WATER SWIVEL
6	1	PLANETARY SYSTEM
7	1	GEAR CASE
8	1	PIVOT FRAME
9	2	CRAWLER
10	1	TOP FRAME
11	2	GUIDE COLUMN
12	2	SUPPORT COLUMN ASSY.
13	1	PIPE POSITIONER ASSY.
14	2	ERECTING CYLINDER
15	2	FRONT CYLINDER
16	1	THRUST FRAME

Nota. Recuperado de la base de datos de la empresa Far Industrias SAC.

Anexo 7: Support Column Assy de máquina perforadora SBM 400 SR.



Nota. Recuperado de la base de datos de la empresa Far Industrias SAC.

Anexo 8: Cotización para la fabricación del pistón hidráulico tipo Support Column Upper Cylinder.



COTIZACION
N°383-21

Lima, 02 de Marzo del 2021

Señores

TUMI CONTRATISTAS MINEROS S.A.C

Presente.-

Atención: Sr. Juan Dextre.

Por medio de la presente, me es grato saludarlo y presentarle nuestra cotización de acuerdo a su requerimiento:

Item	Cant	Unid	Descripción	P. Unit	P.Total (\$.)
I	2	Pzs.	FABRICACION DEL CILINDRO ERECTION CYLINDER SEGÚN PLANO DE MONTAJE D7307A PROPORCIONADO POR TUMI RAISE BORING ➤ DIAMETRO INTERIOR DEL CILINDRO DE Ø5.00", CARRERA DE 26.875" Y DIAMETRO EXTERIOR DEL VASTAGO DE Ø3.00".	\$ 3,250.00	\$ 6,500.00
II	2	Pzs.	FABRICACION DEL CILINDRO REAR LIFTING CYLINDER SEGÚN PLANO DE MONTAJE B9562A PROPORCIONADO POR TUMI RAISE BORING ➤ DIAMETRO INTERIOR DEL CILINDRO DE Ø6.00", CARRERA DE 14.50" Y DIAMETRO EXTERIOR DEL VASTAGO DE Ø3.00".	\$ 5,300.00	\$ 10,600.00
III	1	Pzs.	FABRICACION DEL CILINDRO LEFT FRONT LIFTING CYLINDER SEGÚN PLANO DE MONTAJE B9563 PROPORCIONADO POR TUMI RAISE BORING ➤ DIAMETRO INTERIOR DEL CILINDRO DE Ø6.00", CARRERA DE 16.75" Y DIAMETRO EXTERIOR DEL VASTAGO DE Ø3.00".	\$ 5,100.00	\$ 5,100.00
IV	1	Pzs.	FABRICACION DEL CILINDRO RIGHT FRONT LIFTING CYLINDER SEGÚN PLANO DE MONTAJE B10340 PROPORCIONADO POR TUMI RAISE BORING ➤ DIAMETRO INTERIOR DEL CILINDRO DE Ø6.00", CARRERA DE 16.75" Y DIAMETRO EXTERIOR DEL VASTAGO DE Ø3.00".	\$ 5,100.00	\$ 5,100.00
V	4	Pzs.	FABRICACION DEL CILINDRO TOP WRENCH CYLINDER SEGÚN PLANO DE MONTAJE B9934 PROPORCIONADO POR TUMI RAISE BORING ➤ DIAMETRO INTERIOR DEL CILINDRO DE Ø2.00", CARRERA DE 4.25" Y DIAMETRO EXTERIOR DEL VASTAGO DE Ø1.25".	\$ 1,600.00	\$ 6,400.00
VI	1	Pzs.	FABRICACION DEL CILINDRO ARM CYLINDER SEGÚN PLANO DE MONTAJE B6399 PROPORCIONADO POR TUMI RAISE BORING ➤ DIAMETRO INTERIOR DEL CILINDRO DE Ø4.00", CARRERA DE 12.75" Y DIAMETRO EXTERIOR DEL VASTAGO DE Ø1.75".	\$ 2,400.00	\$ 2,400.00
VII	2	Pzs.	FABRICACION DEL CILINDRO CLAMP CYLINDER SEGÚN PLANO DE MONTAJE B6400 PROPORCIONADO POR TUMI RAISE BORING ➤ DIAMETRO INTERIOR DEL CILINDRO DE Ø2.50", CARRERA DE 2.00" Y DIAMETRO EXTERIOR DEL VASTAGO DE Ø1.25".	\$ 1,500.00	\$ 3,000.00
VIII	1	Pzs.	FABRICACION DEL CILINDRO PIVOT ARM CYLINDER SEGÚN PLANO DE MONTAJE B7320 PROPORCIONADO POR TUMI RAISE BORING ➤ DIAMETRO INTERIOR DEL CILINDRO DE Ø4.50", CARRERA DE 14.25" Y DIAMETRO EXTERIOR DEL VASTAGO DE Ø2.00".	\$ 1,800.00	\$ 1,800.00

Calle La Milla Nº 290 - SMP

Telefax: 534-5564 E-mail: ventas@farindustrias.com



IX	2	Pzs.	FABRICACION DEL CILINDRO BOTTOM WRENCH CYLINDER SEGÚN PLANO DE MONTAJE B7457A PROPORCIONADO POR TUMI RAISE BORING	\$ 1,050.00	\$ 2,100.00
			➤ DIAMETRO INTERIOR DEL CILINDRO DE Ø1.50", CARRERA DE 10.00" Y DIAMETRO EXTERIOR DEL VASTAGO DE Ø22.00mm.		
X	2	Pzs.	FABRICACION DEL CILINDRO SUPPORT COLUMN LOWER CYLINDER SEGÚN PLANO DE MONTAJE E7308A PROPORCIONADO POR TUMI RAISE BORING	\$ 5,000.00	\$ 10,000.00
			➤ DIAMETRO INTERIOR DEL CILINDRO DE Ø6.00", CARRERA DE 20.625" Y DIAMETRO EXTERIOR DEL VASTAGO DE Ø3.50".		
XI	2	Pzs.	FABRICACION DEL CILINDRO SUPPORT COLUMN UPPER CYLINDER SEGÚN PLANO DE MONTAJE D7309C PROPORCIONADO POR TUMI RAISE BORING	\$ 4,650.00	\$ 9,300.00
			➤ DIAMETRO INTERIOR DEL CILINDRO DE Ø6.00", CARRERA DE 38.625" Y DIAMETRO EXTERIOR DEL VASTAGO DE Ø3.50".		
XII	2	Pzs.	FABRICACION DEL CILINDRO FRONT CYLINDER SEGÚN PLANO DE MONTAJE E7445C PROPORCIONADO POR TUMI RAISE BORING	\$ 5,500.00	\$ 11,000.00
			➤ DIAMETRO INTERIOR DEL CILINDRO DE Ø6.00", CARRERA DE 34.00" Y DIAMETRO EXTERIOR DEL VASTAGO DE Ø3.50".		

	MONTO DE LA COTIZACIÓN SIN IGV	US\$	\$ 73,300.00
--	--------------------------------	------	--------------

NOTA:

Le estamos dando un precio especial por el total de los cilindros (22 cilindros hidráulicos) solicitados por TUMI RAISE BORING y no sería el mismo precio en forma individual.

Condiciones de venta :

Mas IGV	18%
Tiempo de entrega:	50 días
Validez de la Oferta:	30 días
Forma de pago:	Letra a 60 días
Moneda:	Dólares

Atentamente,

Ing. Percy Llanos
Gerente Comercial

Calle La Milla Nº 290 - SMP
Telefax: 534-5564 E-mail: ventas@farindustrias.com

Nota. Recuperado de la base de datos de la empresa Far Industrias SAC.

Anexo 9: Orden de compra para la fabricación de cilindros hidráulicos de la máquina perforadora SBM 400 SR.



TUMI CONTRATISTAS MINEROS S.A.C

ORDEN DE COMPRA

PROVEEDOR

RAZON SOCIAL F.A.R INDUSTRIAS SAC
RUC 20515992848
DOMICILIO CALLA MILLA NRO. 290 URB. LA MILLA (ALT.SERPOST DE LA AV. TOMAS VALLE)LIMA - LIMA - SAN MARTIN DE PORRES
TELEFONO 994158344
CONTACTO

N° OC-210000653
FECHA 03/03/21

CORREO
CUENTA BANCARIA
CUENTA CCI
COTIZACION °383-21
MONEDA Dolares Americanos

ORDEN DE TRABAJO REF
REF. REQ: REQ.2103.00008

Estimados señores:
 Sirvase atendernos con el siguiente requerimiento:

It.	Código	Cant.	UND	Descripción	No. Requerim.	P. Unit.	P. Total
1	709007309CX	2	PIEZA	SUPPORT COLUMN UPPER CYLINDER	REQ.2103.000	4,650.00	9,300.00
2	709007308A	2	PIEZA	SUPPORT COLUMN LOWER CYLINDER 6" BORE-3.5" ROD-20.625" STROKE	REQ.2103.000 08	5,000.00	10,000.00
3	709007445CX	2	PIEZA	FRONT CYLINDER 6"BORE - 3.5"ROD - 34" STROKE	REQ.2103.000	5,500.00	11,000.00
4	709009934X	4	PIEZA	TOP WRENCH CYLINDER	REQ.2102.001	1,600.00	6,400.00
5	709010340X	1	PIEZA	RIGHT FRONT LIFTING CYLINDER	REQ.2102.001	5,100.00	5,100.00
6	709007307AX	2	PIEZA	ERECTION CYLINDER	REQ.2102.001	3,250.00	6,500.00
7	709009563X	1	PIEZA	LEFT FRONT LIFTING CYLINDER	REQ.2102.001	5,100.00	5,100.00
8	709007457A	2	PIEZA	BOTTOM WRENCH CYLINDER 400 SR	REQ.2102.001	1,050.00	2,100.00
9	709007320	1	PIEZA	PIVOT ARM CYLINDER 4.5 BORE - 14.25 STROKE	REQ.2102.001	1,800.00	1,800.00
10	709006400A	2	UNIDAD	CLAMP CYLINDER 2.5 BORE - 2.0 STROKE	REQ.2102.001	1,500.00	3,000.00
11	709006399B	1	PIEZA	ARM CYLINDER 4.0 BORE - 12.75 STROKE	REQ.2102.001	2,400.00	2,400.00
12	709009562AX	2	PIEZA	REAR LIFTING CYLINDER	REQ.2102.001	5,300.00	10,600.00
						Valor de Venta	73,300.00
						Descuento %	0.00
						Total Valor	73,300.00
						IGV 18%	13,194.00
						Total Precio	86,494.00

Nota :

SBM400 SR 096
 ENTREGA SEGUN PRIORIDADES ENVIADAS

Condiciones Comerciales :

Fecha Entrega : 26/04/21
Forma de Pago : Factoring 60 días
Factura a : TUMI CONTRATISTAS MINEROS S.A.C
 Unidad Inmobiliaria N 1 Con Frente Av. Paul Poblet
 RUC : 20418650916

Lugar de Entrega : Unidad Inmobiliaria N 1 Con Frente Av. Paul Poblet Nro. 5/N Ex Fundo Santa Rosa

Se deberá entregar el "Certificados de Calidad u Hojas Técnicas" indicando el número de orden de compra y/o servicio fuera el caso al Dpto. Control de Calidad lo cual hará llegar conjuntamente con el material solicitado.

Nota: La Guía de Remisión y Factura deberá mencionar la orden de compra correspondiente. La factura deberá indicar la frase: "Operación sujeta a la SPOT", de encontrarse en los anexos 2 y 3 del D.Leg. 940 y normas modificatorias emitidas a la fecha.

Los bienes que se están comprando y/o servicios que se están requiriendo, deberán ser entregados de acuerdo a las condiciones, términos y fechas que se indican en la presente orden. En el caso de incumplimiento TUMI CONTRATISTAS MINEROS S.A.C. se reserva el derecho de aplicar una penalidad por los perjuicios que sufra, sin sobrepasar el veinte por ciento (20%) del valor total de a presente orden. En caso de atraso en los tiempos de entrega, el proveedor deberá pagar a TUMI CONTRATISTAS MINEROS S.A.C. por cada día de atraso, el uno punto cero por ciento (1.00%) del valor total de la presente orden, sin sobrepasar el veinte por ciento (20%) de este valor.

*Con la conformidad o aceptación, expresa o tácita, de la presente Orden de Compra y/o Servicio, EL PROVEEDOR declara que ha leído y aceptado en su integridad las "Condiciones Generales de Contratación" que constan como Anexo a este documento".

Unidad Inmobiliaria N 1 Con Frente Av. Paul Poblet Nro. 5/N Ex Fundo Santa Rosa Telf: / Fax : E-mail :

Nota. Recuperado de la base de datos de la empresa Far Industrias SAC.

Anexo 12: Ficha técnica de equipo ADASH A4900 Vibrio M.


MASTER THE LANGUAGE OF YOUR MACHINERY

A4900 VIBRIO M

**VIBRATION METER, ANALYZER,
DATA COLLECTOR**

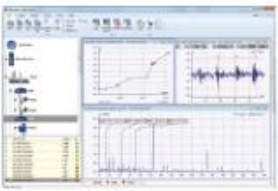
The A4900 - Vibrio M instrument allows you to perform all basic vibro-diagnostics measurements such as bearing condition, identification of mechanical faults and lubrication assessment.

The A4900 - Vibrio M is equipped with 4MB of memory for data storage. Data memory allows you to perform off-route and route measurements. The professional software DDS for Vibrio M can be downloaded from the Adash website free of charge. Our expert system for automatic machine fault detection is included.



+

Free version of DDS software
(limited database size)



✓

- Quality sensor
- Solid coiled cable
- Strong magnetic base

Anexo 13: Planos

OBJETO DE ESTUDIO

SISTEMA DE
TRANSPORTE Y
POSICIONAMIENTO

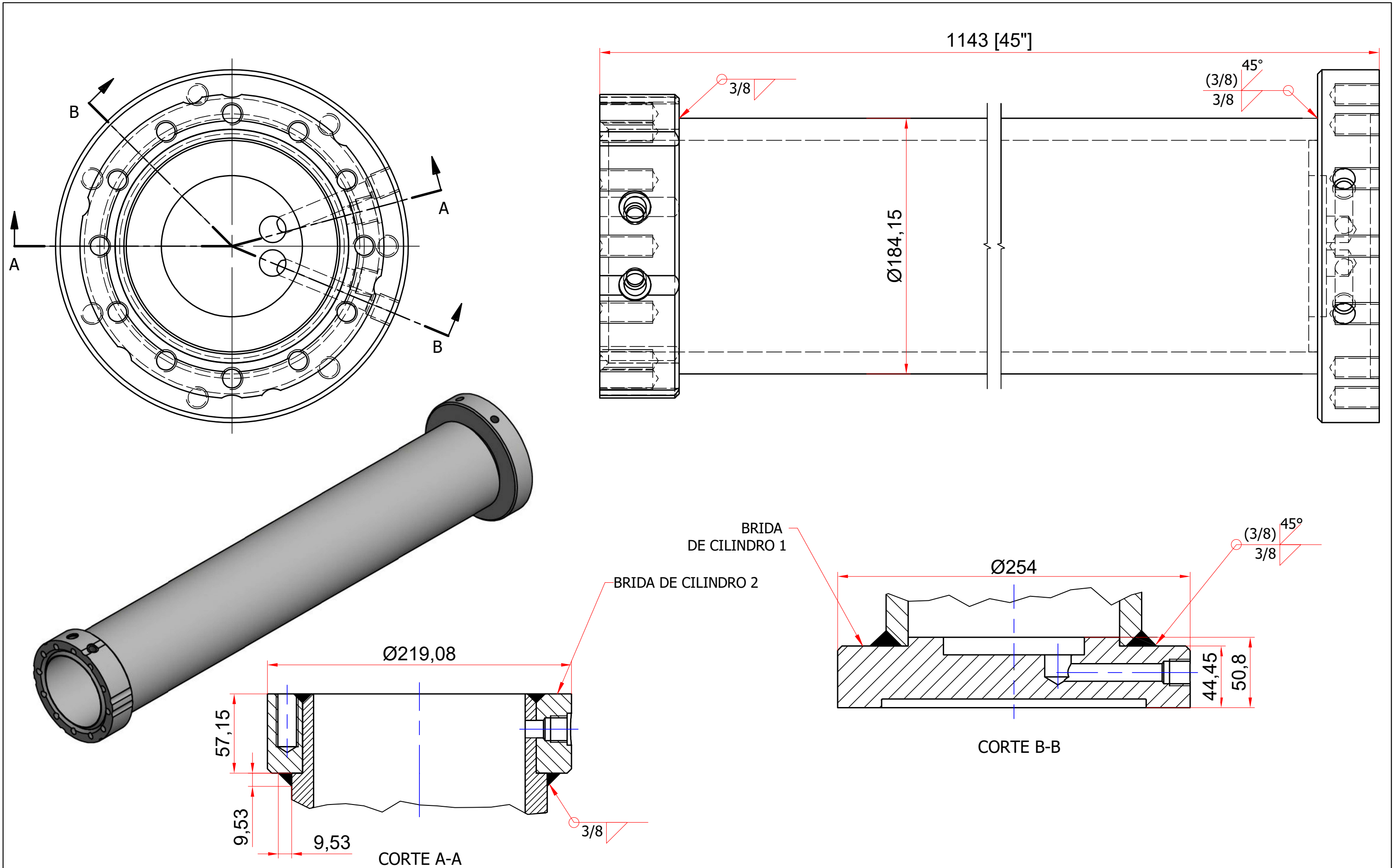
COLUMNA DE
PERFORACION

BRAZO POSICIONADOR
DE TUBERIAS DE
PERFORACION

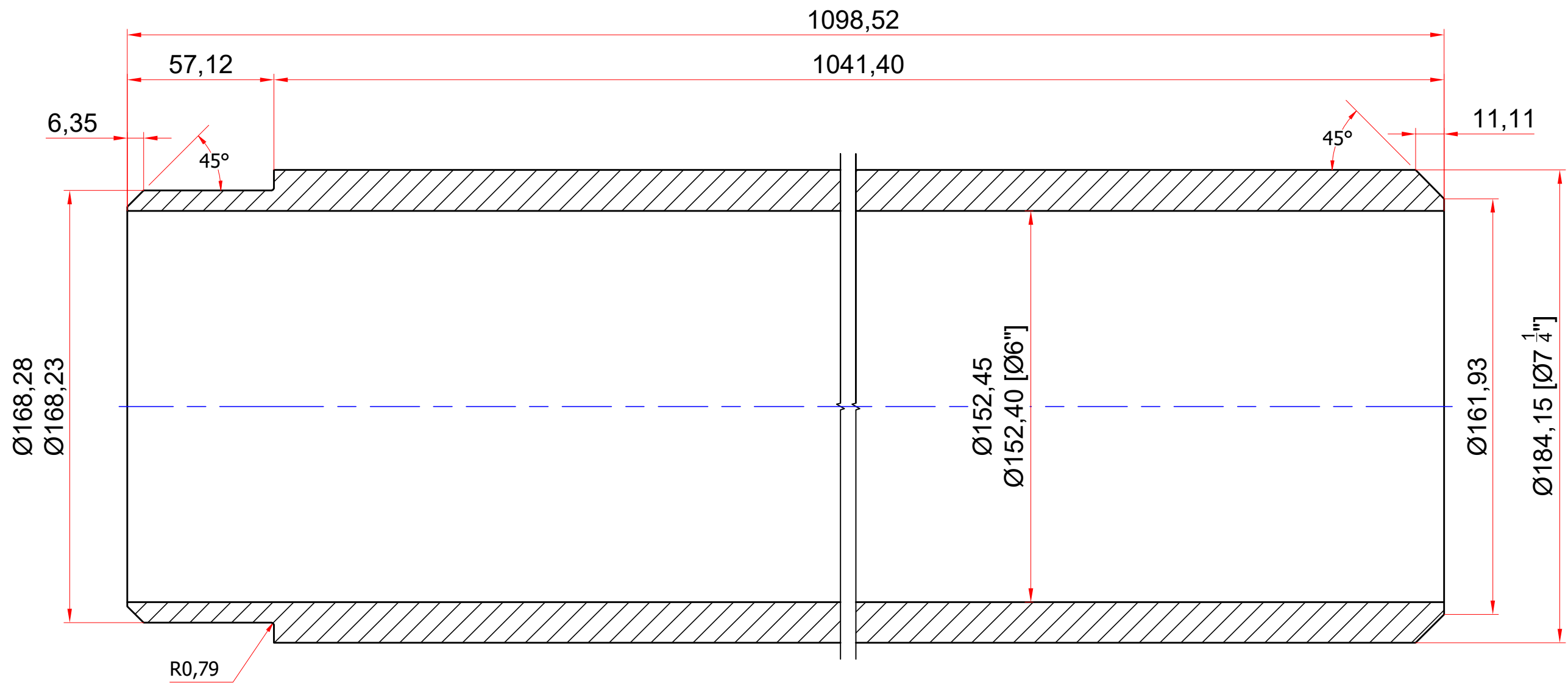
LEYENDA

- CILINDRO HIDRAULICO SUPERIOR DE ANCLAJE
- VASTAGO DE CILINDRO HIDRAULICO SUPERIOR DE ANCLAJE
- BRIDA 1 DE CILINDRO HIDRAULICO SUPERIOR DE ANCLAJE
- BRIDA 2 DE CILINDRO HIDRAULICO SUPERIOR DE ANCLAJE

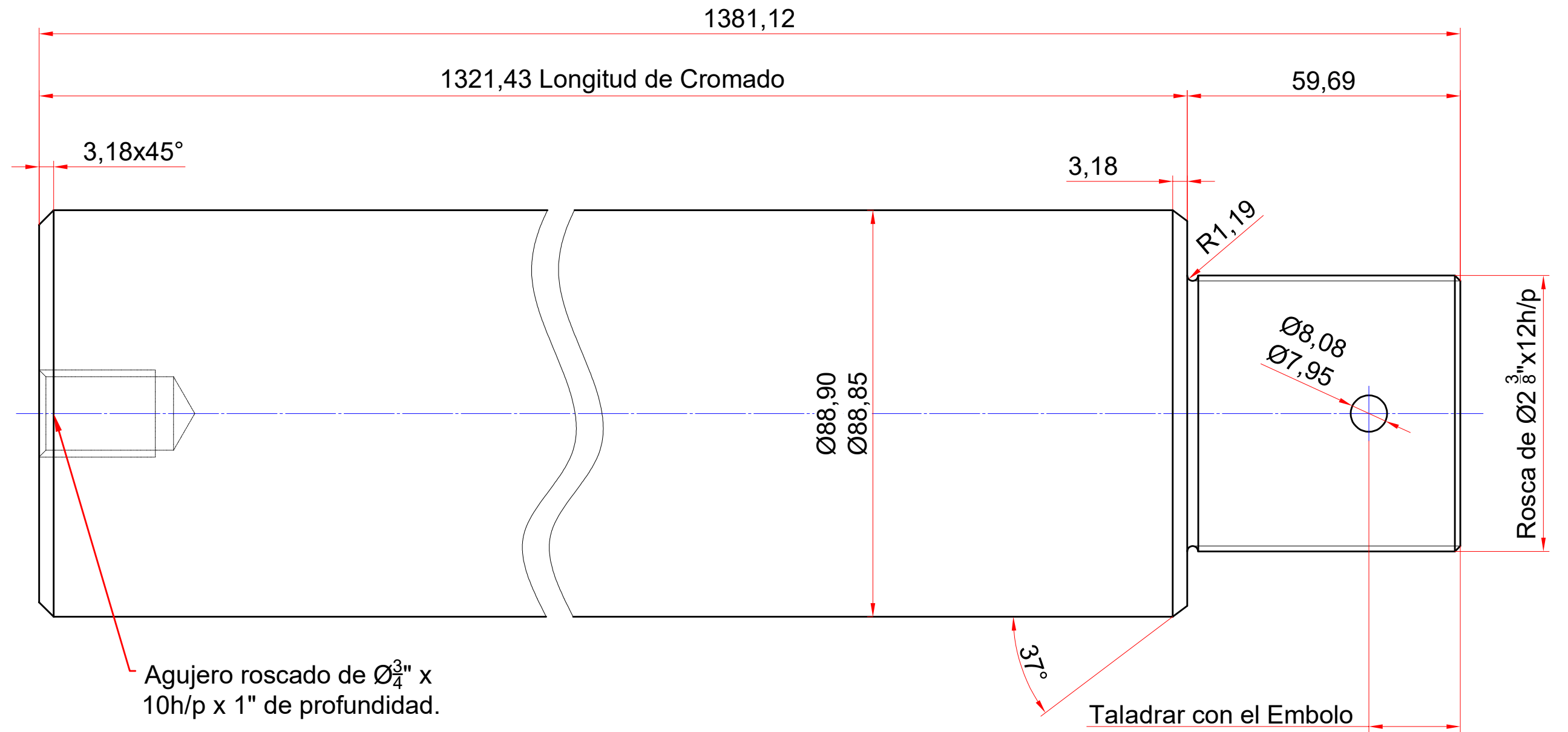
REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIS.	DIB.	REV.	APR.	CLT.	PLANO N°	REFERENCIA	NOMBRES	FECHA	FIRMA	UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA	
A	04/04/25	EMITIDO PARA REVISIÓN INTERNA	EJCM/JULA	EJCM/JULA	RRO		TP			DISEÑO POR: EJCM/JULA	04/04/25		ANÁLISIS DE UN PISTÓN HIDRÁULICO DE UNA PERFORADORA DE ROCAS	
										DIBUJADO POR: EJCM/JULA	04/04/25		PERFORADORA DE ROCAS SBM 400 SR	
										ASES. TESIS: RRO			ESCALA: S/E	N° PLANO: SCU-099
													HOJA: 0 DE 9	REV.: A



NOTAS				REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIS.	DIB.	REV.	APR.	CLT.	PLANO N°	REFERENCIA	UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA												
				A	03/03/25	EMITIDO PARA REVISIÓN INTERNA	EJCM/JJLAE	JCM/JJLARR	RRD		TP			CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA SON PROPIEDAD DE LA PLANTA DONDE SE DESARROLLA LA TESIS, SU USO SIN PREVIA AUTORIZACIÓN ESTÁ PROHIBIDA.	DISEÑADO POR:	EJCM/JJLAE	04/04/25		PROYECTO: ANÁLISIS DE UN PISTÓN HIDRÁULICO DE UNA PERFORADORA DE ROCAS							
													DIBUJADO POR:		EJCM/JJLAE	04/04/25		PLANO: MONTAJE DE CILINDRO HIDRAULICO DE APOYO SUPERIOR								
															ASES. TESIS:	RRD							ESCALA: S/E			
																				HOJA: 1 DE 9						
																			REV.: A							

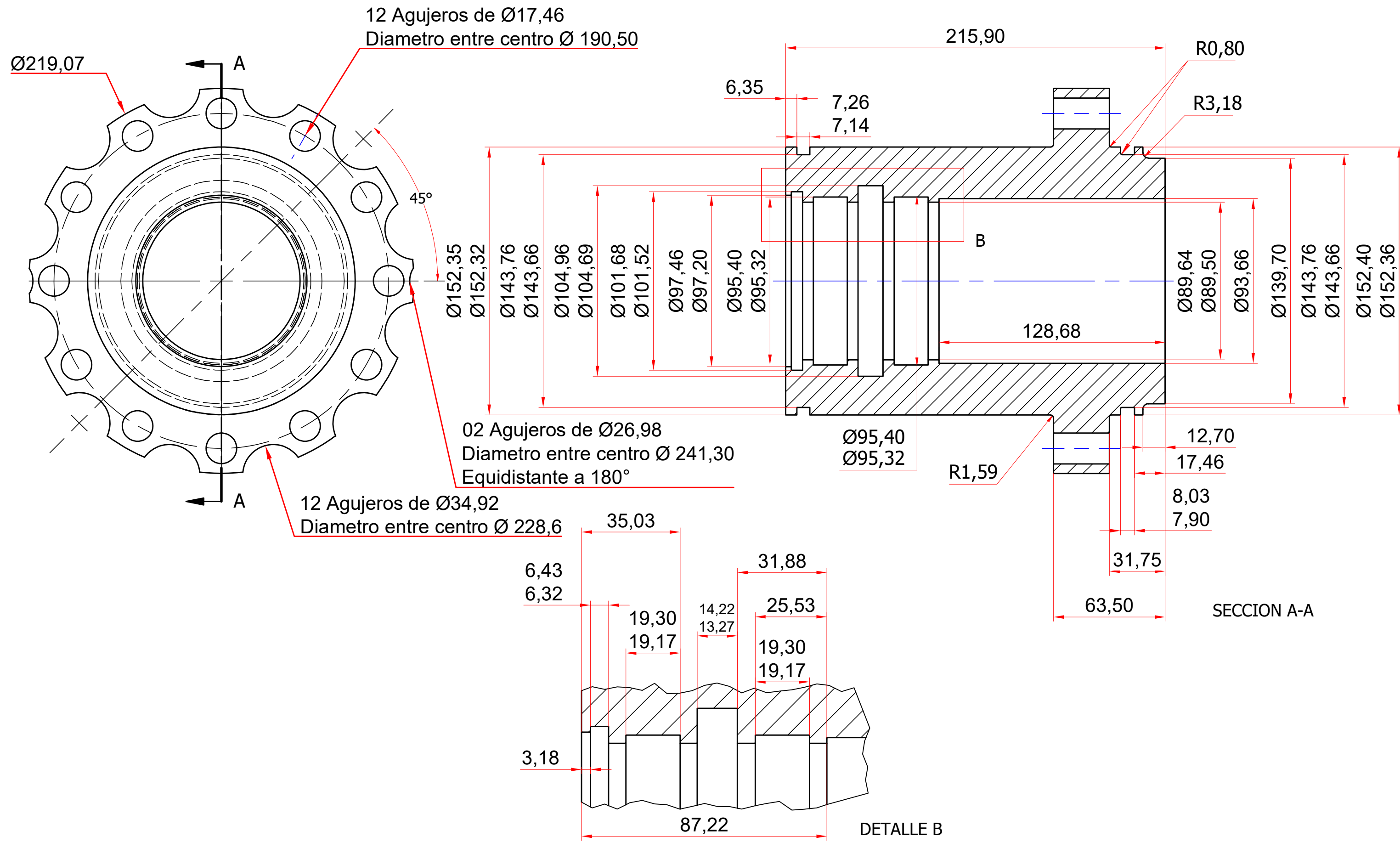


NOTAS		REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIB.	DIB.	REV.	APR.	CLT.	PLANO N°	REFERENCIA	CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACION CONTENIDA SON PROPIEDAD DE LA PLANTA DONDE SE DESARROLLO LA TESIS, SU USO SIN PREVIA AUTORIZACION ESTA PROHIBIDA	NOMBRES	FECHA	FIRMA	UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA	
		A	03/03/25	EMITIDO PARA REVISION INTERNA	EJCM/JJLA	EJCM/JJLA	RRR	RRR	TP				DISEÑADO POR: EJCM/JJLA	04/04/25		PROYECTO: ANÁLISIS DE UN PISTÓN HIDRÁULICO DE UNA PERFORADORA DE ROCAS	
													DIBUJADO POR: EJCM/JJLA	04/04/25		PLANO: TUBO DE CILINDRO HIDRAULICO DE APOYO SUPERIOR	
													ASES. TESIS: RRR			ESCALA: S/E	N° PLANO: SCU-100
																HOJA: 2 DE 9	REV.: A

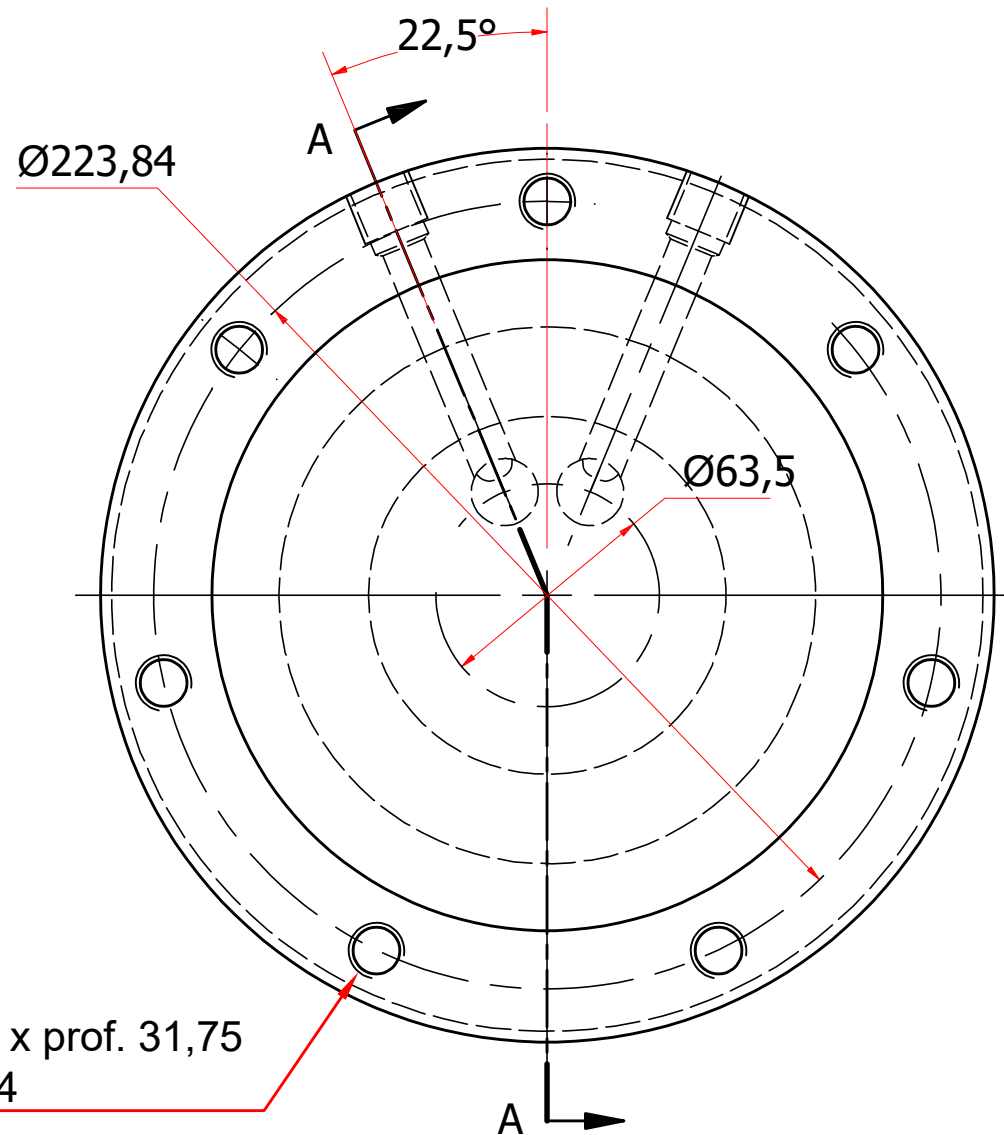


- BISELAR LOS FILOS CORTANTES

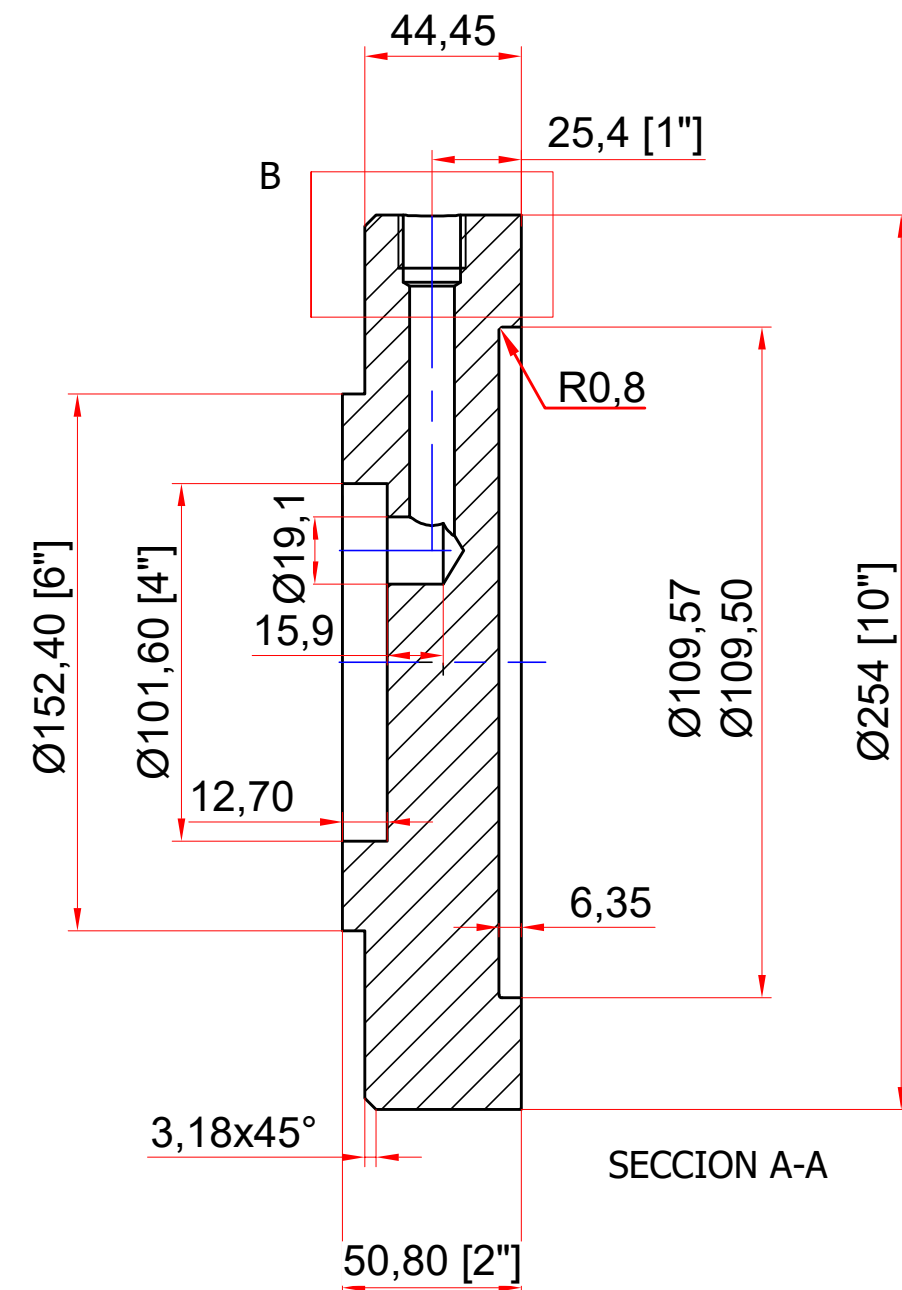
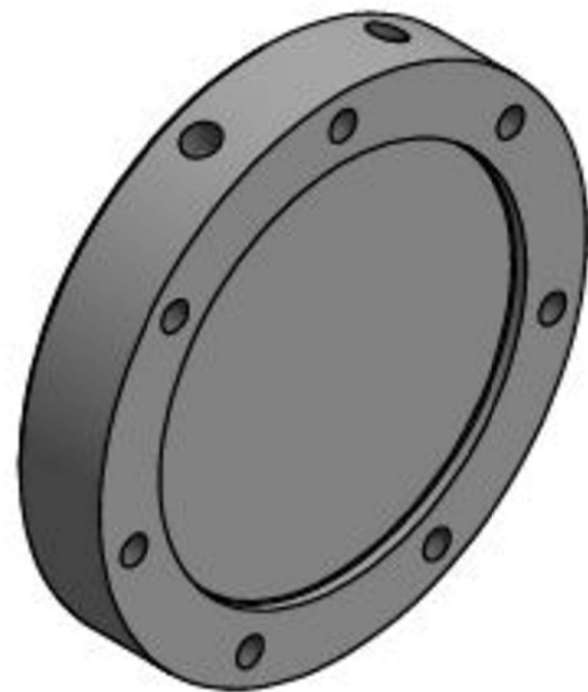
NOTAS		REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIB.	DIB.	REV.	APR.	CLT	PLANO N°	REFERENCIA	CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACION CONTENIDA SON PROPIEDAD DE LA PLANTA DONDE SE DESARROLLA LA TESIS, SU USO SIN PREVIA AUTORIZACION ESTA PROHIBIDA.	NOMBRES	FECHA	FIRMA	UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA			
		A	03/03/25	EMITIDO PARA REVISION INTERNA	EJCM/JJLAE	JCM/JJLAE	RRR	RRR	TP				DISEÑADO POR: EJCM/JJLAE	04/04/25		PROYECTO: ANÁLISIS DE UN PISTÓN HIDRÁULICO DE UNA PERFORADORA DE ROCAS			
													DIBUJADO POR: EJCM/JJLAE	04/04/25		PLANO: VASTAGO DE CILINDRO HIDRAULICO DE APOYO SUPERIOR			
													ASES. TESIS: RRR						
																ESCALA: S/E	N° PLANO: SCU-104	HOJA: 3 DE 9	REV.: A



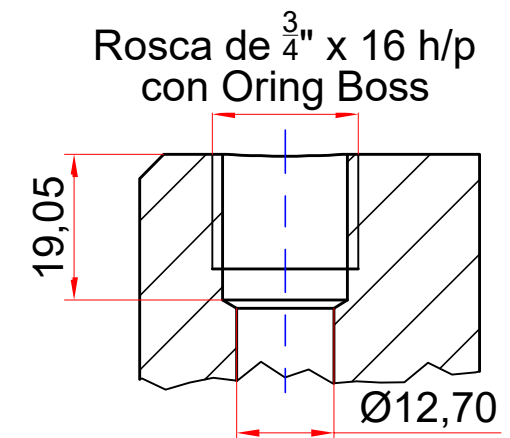
NOTAS		REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIB.	DIB.	REV.	APR.	CLT.	PLANO N°	REFERENCIA	UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA			
		A	03/03/25	EMITIDO PARA REVISIÓN INTERNA	EJCM/JJLA	EJCM/JJLA	RRR	RRR	TP			PROYECTO: ANÁLISIS DE UN PISTÓN HIDRÁULICO DE UNA PERFORADORA DE ROCAS			
												PLANO: TAPA DE CILINDRO HIDRAULICO DE APOYO SUPERIOR			
												ESCALA: S/E			
												N° PLANO: SCU-107			
												HOJA: 4 DE 9			
												REV: A			



07 Agujeros de $\varnothing \frac{5}{8}$ " x 11 h/p x prof. 31,75
Equidistantes en un $\varnothing 223,84$

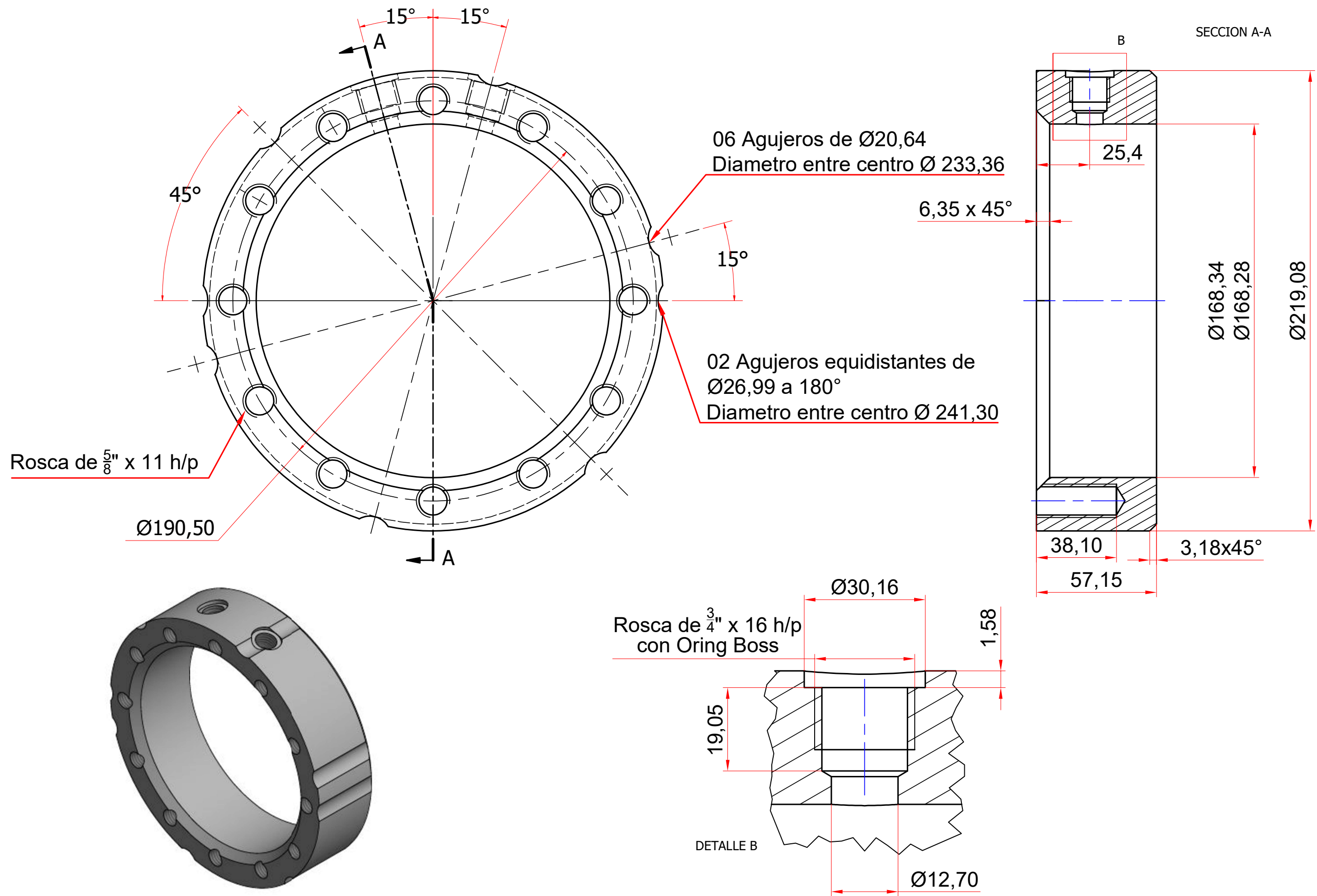


SECCION A-A



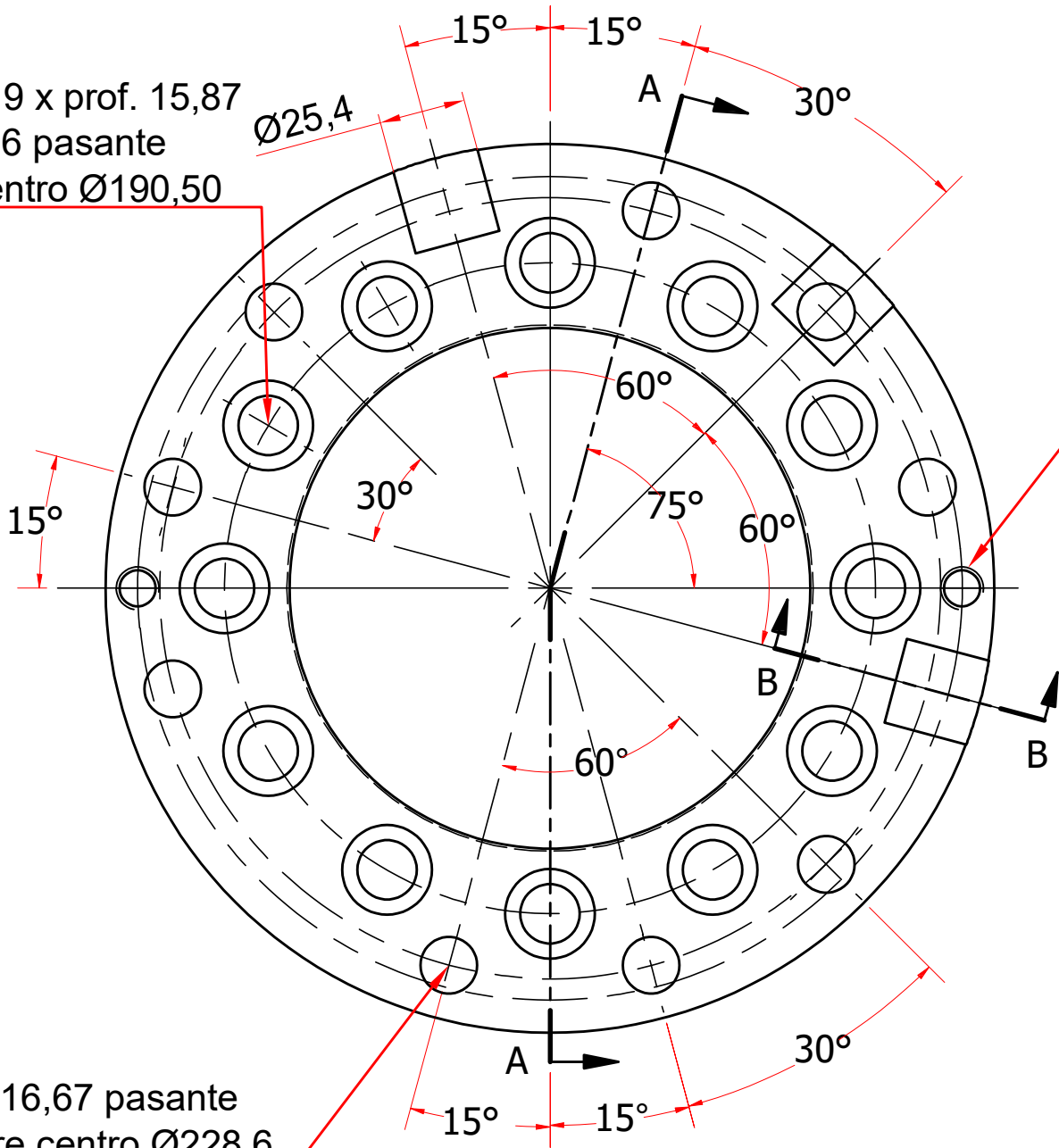
DETALLE B

NOTAS				REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIS.	DIB.	REV.	APR.	CLT	PLANO N°	REFERENCIA	UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA			
				A	03/03/25	EMITIDO PARA REVISION INTERNA	EJCM/JJLAE	JCM/JJLAE	RRR	TP			CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACION CONTENIDA SON PROPIEDAD DE LA PLANTA DONDE SE DESARROLLA LA TESIS, SU USO SIN PREVIA AUTORIZACION ESTÁ PROHIBIDA.	DISEÑADO POR:	FECHA	FIRMA	PROYECTO: ANÁLISIS DE UN PISTÓN HIDRÁULICO DE UNA PERFORADORA DE ROCAS PLANO: BRIDA 1 DE CILINDRO HIDRAULICO DE APOYO SUPERIOR ESCALA: S/E N° PLANO: SCU-101 HOJA: 5 DE 9 REV.: A
														EJCM/JJLAE	04/04/25		
														DIBUJADO POR:			
														EJCM/JJLAE	04/04/25		
														ASES. TESIS:			
													RRR				



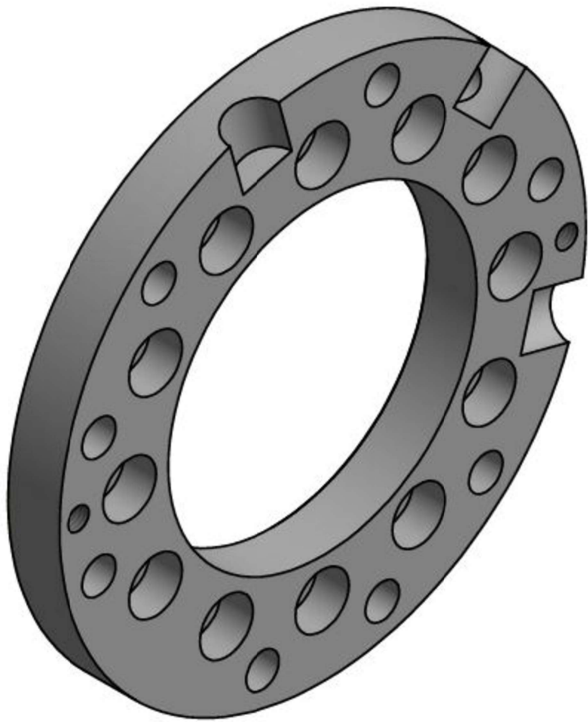
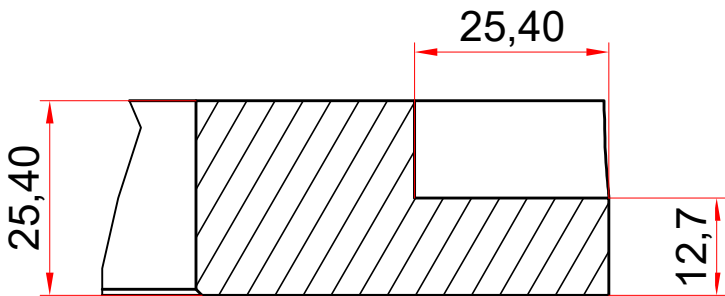
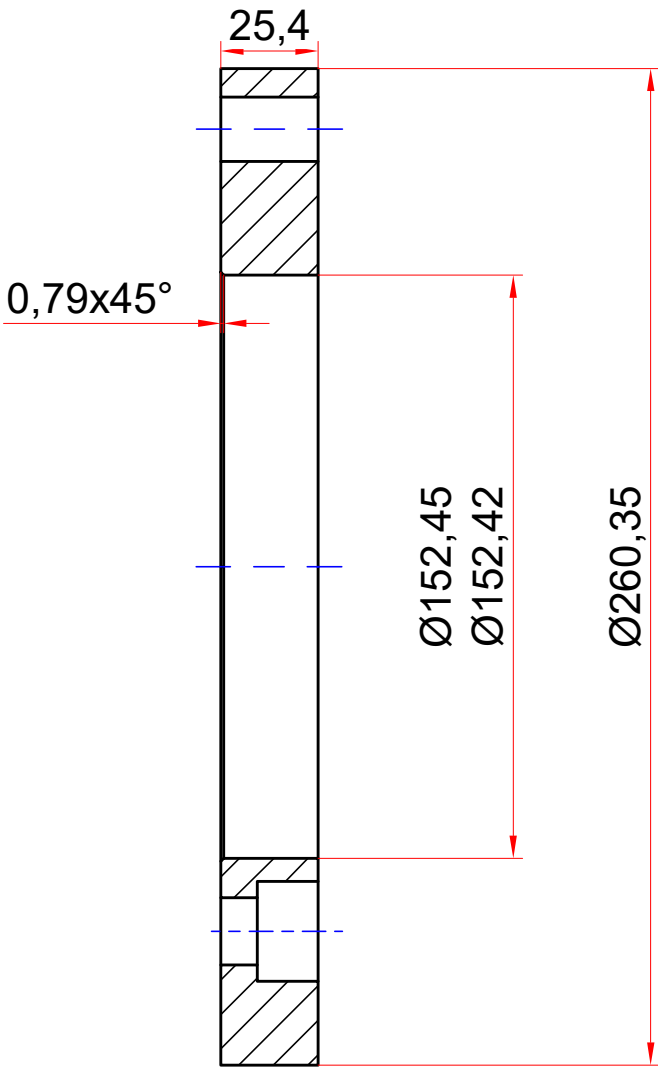
NOTAS		REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIB.	DIB.	REV./APR.	CLT	PLANO N°	REFERENCIA	UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA			
		A	03/03/25	EMITIDO PARA REVISION INTERNA	EJCM/JJLA	EJCM/JJLA	RRD	TP			PROYECTO: ANÁLISIS DE UN PISTÓN HIDRÁULICO DE UNA PERFORADORA DE ROCAS			
											PLANO: BRIDA 2 DE CILINDRO HIDRAULICO DE APOYO SUPERIOR			
											ESCALA: S/E			
											N° PLANO: SCU-110			
											HOJA: 6 DE 9			
											REV: A			

Agujero de Ø26,19 x prof. 15,87
Agujero de Ø17,46 pasante
Diametro entre centro Ø190,50

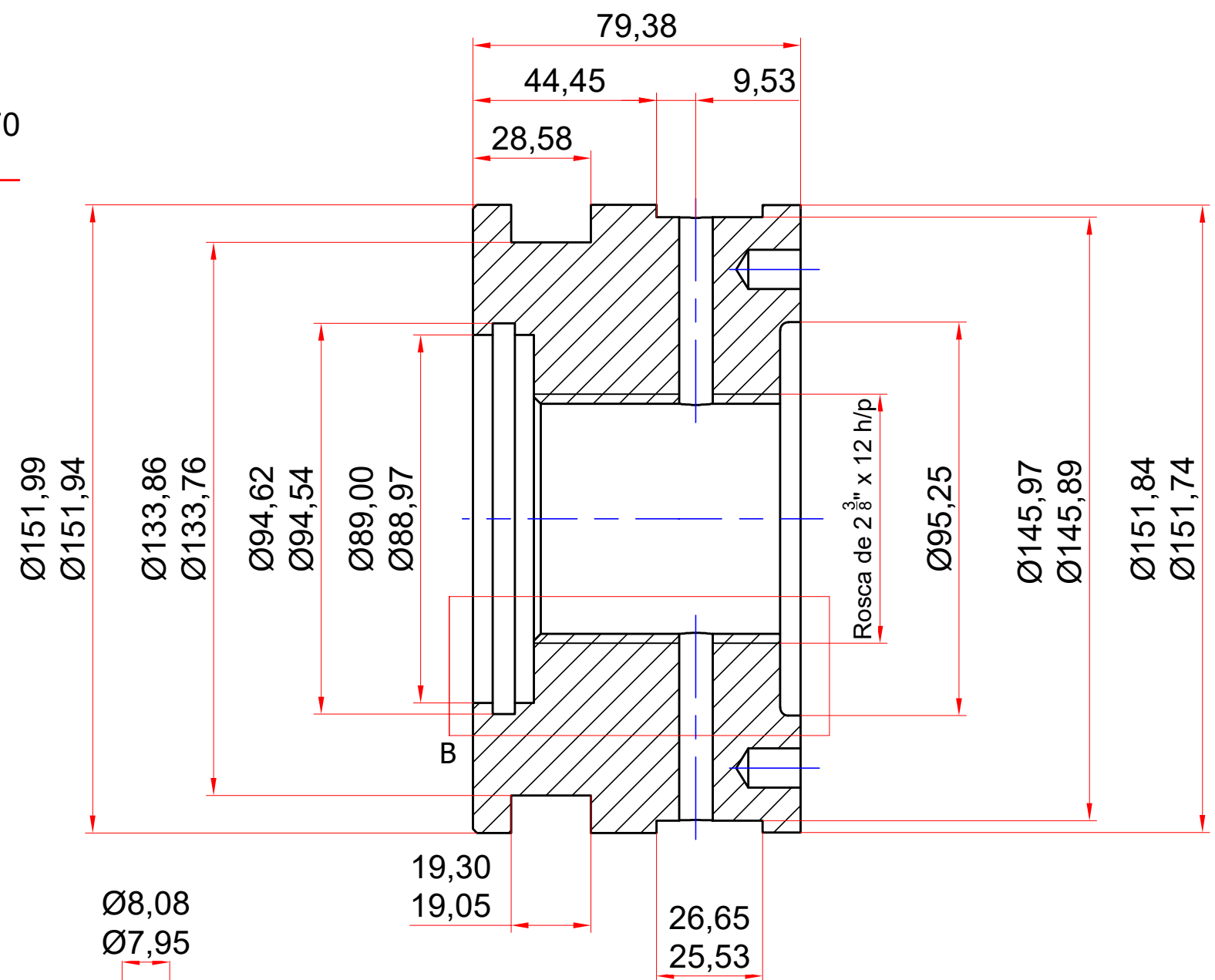
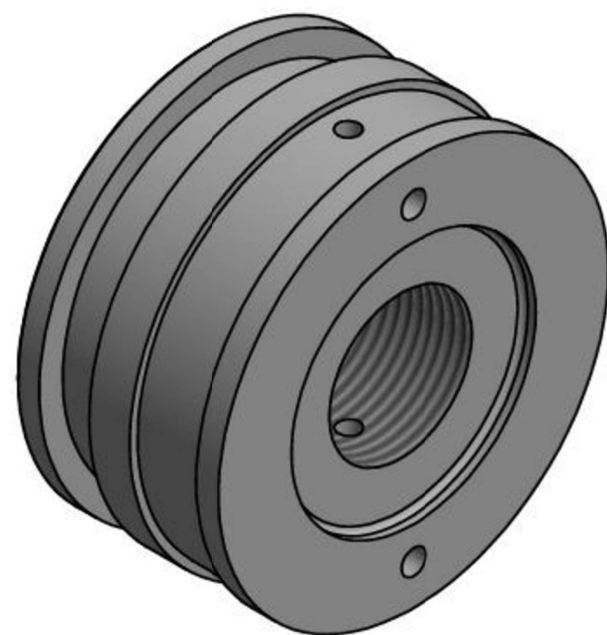
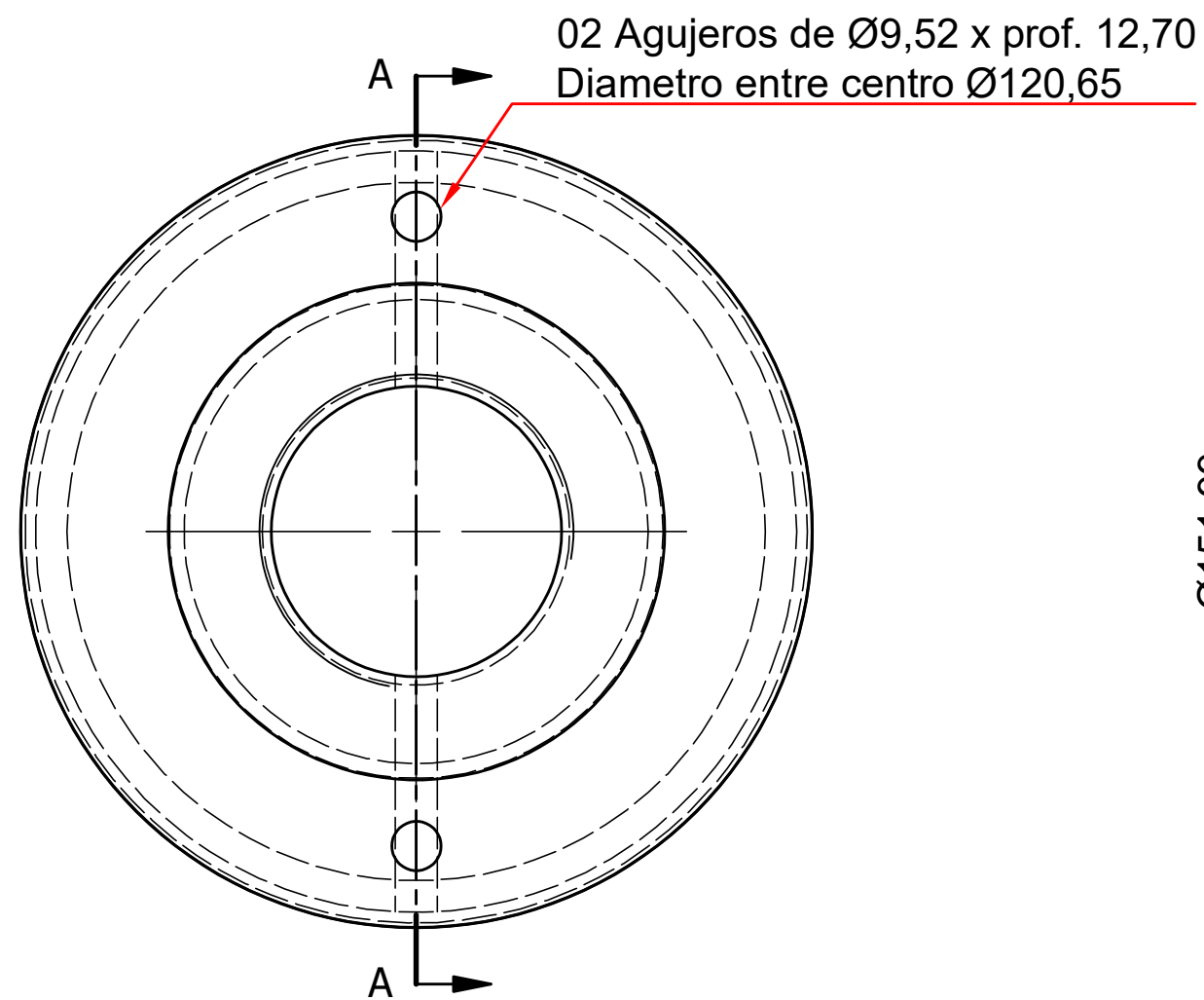


Agujero de Ø16,67 pasante
Diametro entre centro Ø228,6

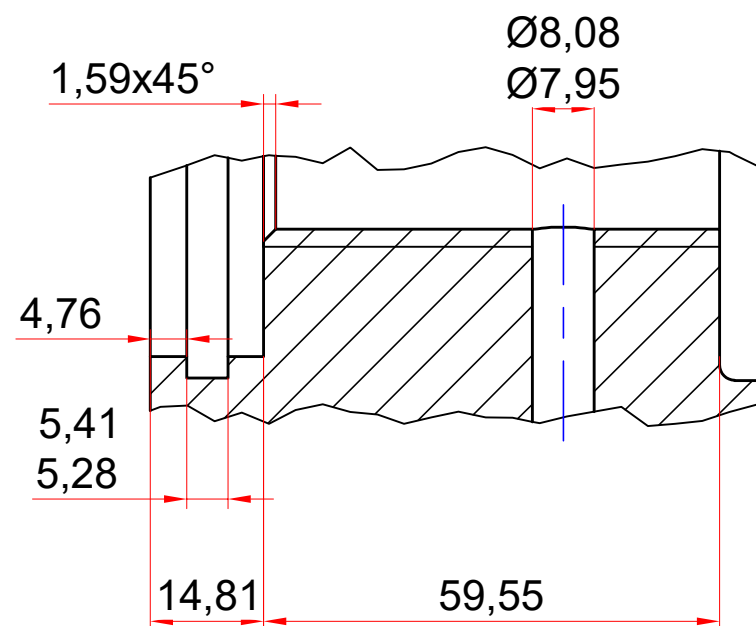
Rosca de Ø½" x 13 h/p
Diametro entre centro Ø241,3
equidistante a 180°



NOTAS				REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIS.	DIB.	REV.	APR.	CLT	PLANO N°	REFERENCIA	CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACION CONTENIDA SON PROPIEDAD DE LA PLANTA DONDE SE DESARROLLA LA TESIS, SU USO SIN PREVIA AUTORIZACION ESTA PROHIBIDA.	NOMBRES	FECHA	FIRMA	UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA						
				A	03/03/25	EMITIDO PARA REVISION INTERNA	EJCM/JJLA	EJCM/JJLA	RRD		TP				DISEÑADO POR: EJCM/JJLA	04/04/25		PROYECTO: ANÁLISIS DE UN PISTÓN HIDRÁULICO DE UNA PERFORADORA DE ROCAS PLANO: DISCO DE CILINDRO HIDRAULICO DE APOYO SUPERIOR						
															DIBUJADO POR: EJCM/JJLA	04/04/25								
															ASES. TESIS: RRD									
																		ESCALA:	N° PLANO:	SCU-105	HOJA:	7 DE 9	REV.:	A
																		S/E						

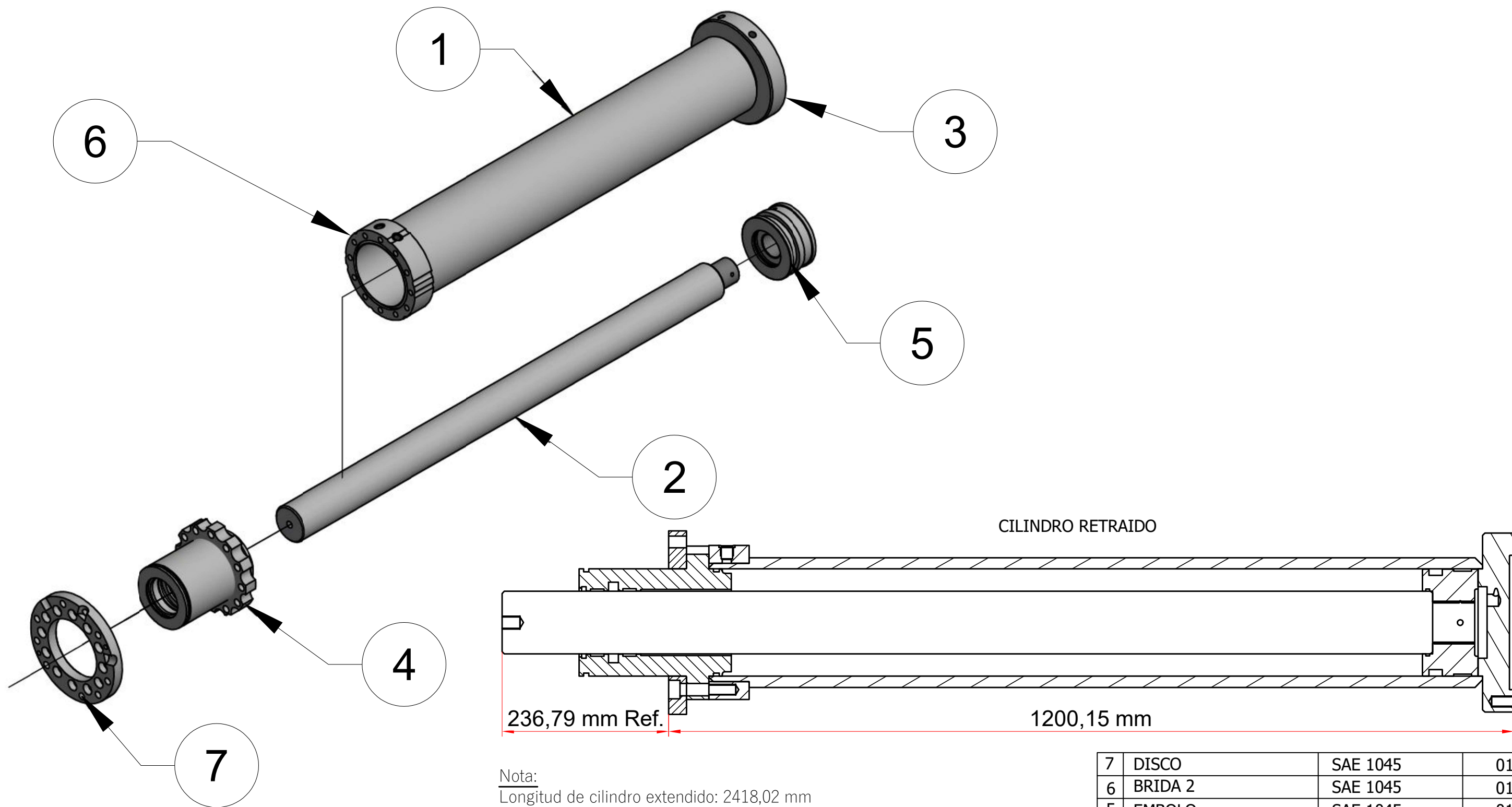


SECCION A-A



DETALLE B

NOTAS		REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIB.	DIB.	REV.	APR.	CLT.	PLANO N°	REFERENCIA	UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA			
		A	03/03/25	EMITIDO PARA REVISION INTERNA	EJCM/JJLA	EJCM/JJLA	RRR	TP				PROYECTO: ANÁLISIS DE UN PISTÓN HIDRÁULICO DE UNA PERFORADORA DE ROCAS			
												PLANO: EMBOLO DE VASTAGO DE CILINDRO HIDRAULICO			
												ESCALA: S/E			
												N° PLANO: SCU-106			
												HOJA: 8 DE 9			
												REV: A			



Nota:
Longitud de cilindro extendido: 2418,02 mm
Carrera: 981,08 mm

7	DISCO	SAE 1045	01
6	BRIDA 2	SAE 1045	01
5	EMBOLO	SAE 1045	01
4	TAPA	SAE 1045	01
3	BRIDA 1	SAE 1045	01
2	VASTAGO	SAE 1045	01
1	CILINDRO	ST 52	01
N°	DESCRIPCION	MATERIAL	CANTIDAD
LISTA DE PARTES			

NOTAS		REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIB.	DIB.	REV.	APR.	CLT	PLANO N°	REFERENCIA	UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA			
		A	03/03/25	EMITIDO PARA REVISIÓN INTERNA	EJCM/JJLA	EJCM/JJLA	RRRO	TP				PROYECTO: ANÁLISIS DE UN PISTÓN HIDRÁULICO DE UNA PERFORADORA DE ROCAS			
												PLANO: PLANO DE DESPIECE DEL CILINDRO HIDRAULICO			
												ASES. TESIS: RRO			
												ESCALA: S/E			
												N° PLANO: SCU-109			
												HOJA: 9 DE 9			
												REV: A			