

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS HIDRÁULICO
PARA INCREMENTAR LA PRESIÓN DE TRABAJO HASTA
3500 PSI EN LA EMPRESA ASEREME EIRL”**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO**

**AUTORES: DAVID HIPOLITO PEREZ CARDENAS
JORGE LUIS RAFAELE ROSALES**

ASESOR: Mg. JORGE LUIS ILQUIMICHE MELLY

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN: INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

**Callao, 2023
PERÚ**

INFORMACIÓN BÁSICA

FACULTAD:

Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía

UNIDAD DE INVESTIGACIÓN:

Unidad de Investigación de la Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía

TÍTULO:

“Diseño de un banco de pruebas hidráulico para incrementar la presión de trabajo hasta 3500 psi en la empresa ASEREME E.I.R.L”

AUTORES / CÓDIGO ORCID / DNI

Perez Cardenas David Hipolito / 0000-0002-4161-7096 / 42294548

Rafaele Rosales Jorge Luis / 0000-0002-9914-4033 / 74429967

ASESOR:

Mg. Jorge Luis Ilquimiche Melly / 0000-0001-5974-1979 / 17988679

LUGAR DE EJECUCIÓN:

Empresa ASEREME E.I.R.L localizada en Calle Santa Lucila 125- urb. Villa Marina-Chorrillos-Lima-Perú

UNIDAD DE ANÁLISIS:

Banco de Pruebas Hidráulico

TIPO / ENFOQUE /DISEÑO DE INVESTIGACIÓN:

Tecnológico / Cuantitativo / Descriptivo simple

TEMA OCDE:

2.00.00--Ingeniería Tecnología

ACTA N° 116 DE SUSTENTACIÓN DE TESIS CON CICLO TALLER PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO

LIBRO N° 001, FOLIO N° 142, ACTA N° 116 DE SUSTENTACIÓN DE TESIS CON CICLO TALLER DE TESIS PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO

A los 25 días del mes junio del año 2023, siendo las ^{9:50} horas, se reunieron, en el Auditorio AUSBERTO ROJAS SALDAÑA el JURADO DE SUSTENTACION DE TESIS para la obtención del TÍTULO profesional de Ingeniero Mecánico de la Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía, conformado por los siguientes docentes ordinarios de la Universidad Nacional del Callao:

- Dr. Félix Alfredo Guerrero Roldan : Presidente
- Dr. Gustavo Ordoñez Cárdenas : Secretario
- Mg. Carlos Zacarías Díaz Cabrera : Miembro
- Mg. Jorge Luis Ilquimiche Melly : Asesor

Se dio inicio al acto de sustentación de la tesis del Bachiller **RAFAELE ROSALES, JORGE LUIS**, quien habiendo cumplido con los requisitos exigidos para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico sustenta la tesis titulada "DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS HIDRÁULICO PARA INCREMENTAR LA PRESIÓN DE TRABAJO HASTA 3500 PSI EN LA EMPRESA ASEREME EIRL" cumpliendo con la sustentación en acto público, de manera presencial.

Con el quórum reglamentario de ley, se dio inicio a la sustentación de conformidad con lo establecido por el Reglamento de Grados y Títulos vigente. Luego de la exposición, y la absolución de las preguntas formuladas por el Jurado y efectuadas las deliberaciones pertinentes, acordó: Dar por APROBADO con la escala de calificación cualitativa BUENO, y calificación cuantitativa 14 (CATORCE), la presente Tesis, conforme a lo dispuesto en el Art. 27 del Reglamento de Grados y Títulos de la UNAC, aprobado por Resolución de Consejo Universitario N° 099-2021- CU del 30 de Junio del 2021.

Se dio por cerrada la Sesión a las ^{10:30} horas del día 25 del mes y año en curso.

Dr. Félix Alfredo Guerrero Roldan
Presidente de Jurado

Dr. Gustavo Cárdenas Ordoñez
Secretario de Jurado

Mg. Carlos Zacarías Díaz Cabrera
Vocal de Jurado

Mg. Jorge Luis Ilquimiche Melly
Asesor

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA y DE ENERGÍA
TITULACIÓN PROFESIONAL POR LA MODALIDAD DE TESIS CON CICLO TALLER
II CICLO TALLER DE TESIS FIME 2022
JURADO EVALUADOR

INFORME Nº 002-2023-JEV-CTT

Visto el Informe Final de la Tesis Titulada: "DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS HIDRÁULICO PARA INCREMENTAR LA PRESIÓN DE TRABAJO HASTA 3500 PSI EN LA EMPRESA ASEREME EIRL" presentado por los Bachilleres en Ingeniería Mecánica PEREZ CARDENAS DAVID HIPOLITO y RAFAELE ROSALES JORGE LUIS.

A QUIEN CORRESPONDA:

El Presidente del Jurado de Sustentación de Tesis del II Ciclo Taller de Tesis 2022, manifiesta que la Sustentación de Tesis se realizó el día 25 de junio 2023 en el horario de 09:50 am. en forma presencial, encontrándose algunas observaciones en la Tesis; luego de la revisión respectiva, se da por aprobado el levantamiento de las observaciones para que continúe con su trámite correspondiente.

Se emite el presente informe para los fines pertinentes.

Callao, 25 de agosto 2023



Dr. Félix Alfredo Guerrero Roldan
Presidente de Jurado

Document Information

Analyzed document	PEREZ Y RAFAELLE.docx (D171214570)
Submitted	6/23/2023 6:11:00 PM
Submitted by	
Submitter email	investigacion.fime@unac.pe
Similarity	1%
Analysis address	investigacion.fime.unac@analysis.orkund.com

Sources included in the report

SA	DISEÑO, CÁLCULO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DE CILINDROS HIDRÁULICOS.pdf Document DISEÑO, CÁLCULO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DE CILINDROS HIDRÁULICOS.pdf (D14573431)		1
SA	Tesis_Joel-Henry_URKUND.pdf Document Tesis_Joel-Henry_URKUND.pdf (D158561689)		1
SA	13079-Pariona Pariona, Omar Hugo.pdf Document 13079-Pariona Pariona, Omar Hugo.pdf (D40885408)		4

Entire Document

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
"DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS HIDRÁULICO PARA INCREMENTAR LA PRESIÓN DE TRABAJO HASTA 3500 PSI EN LA EMPRESA ASEREME EIRL"
TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO
AUTORES: DAVID HIPOLITO PEREZ CARDENAS JORGE LUIS RAFAELE ROSALES
ASESOR: Mg. JORGE LUIS ILQUIMICHE MELLY
LÍNEA DE INVESTIGACIÓN: INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Callao, 2023 PERÚ
INFORMACIÓN BÁSICA FACULTAD:
Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía UNIDAD DE INVESTIGACIÓN:
Unidad de Investigación de la Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía
TÍTULO: "Diseño de un banco de pruebas hidráulico para incrementar la presión de trabajo hasta 3500 psi en la empresa ASEREME E.I.R.L"
AUTORES / CÓDIGO ORCID / DNI Perez Cardenas David Hipolito / 0000-0002-4161-7096 / 42294548 Rafaele Rosales Jorge Luis / 0000-0002-9914-4033 / 74429967
ASESOR: Mg. Jorge Luis Ilquimiche Melly / 0000-0001-5974-1979 / 17988679
LUGAR DE EJECUCIÓN: Empresa ASEREME E.I.R.L localizada en Calle Santa Lucila 125- urb. Villa Marina-Chorrillos-Lima-Perú
UNIDAD DE ANÁLISIS: Banco de Pruebas Hidráulico
TIPO / ENFOQUE /DISEÑO DE INVESTIGACIÓN: Tecnológico / Cuantitativo / Descriptivo simple TEMA OCDE:
2.00.00--Ingeniería Tecnología
DEDICATORIA Dedico esta tesis con mucho cariño a mi padre Hipólito, mi madre Rosa y mi compañera de amor Mayra, porque siempre están a mi lado brindándome todo el apoyo que necesité para lograr este objetivo. David Pérez C.
DEDICATORIA La presente tesis está dedicada con todo mi amor y cariño. A mi padre Beltran y a mi madre Giovanna, quienes con sus palabras de aliento no me dejaban decaer para que siga adelante y cumpla mis ideales. A mi Esposa Alicia e hijas, por ser mi fuente de motivación e inspiración. A mi hermano Frank, por siempre estar a mi lado y ser mi brazo derecho. Jorge Rafaele R.

DEDICATORIA

Dedico esta tesis con mucho cariño a mi padre Hipólito, mi madre Rosa y mi compañera de amor Mayra, porque siempre están a mi lado brindándome todo el apoyo que necesité para lograr este objetivo.

David Pérez C.

DEDICATORIA

La presente tesis está dedicada con todo mi amor y cariño.

A mi padre Beltran y a mi madre Giovanna, quienes con sus palabras de aliento no me dejaban decaer para que siga adelante y cumpla mis ideales.

A mi Esposa Alicia e hijas, por ser mi fuente de motivación e inspiración.

A mi hermano Frank, por siempre estar a mi lado y ser mi brazo derecho.

Jorge Rafaele R.

AGRADECIMIENTO

Doy gracias a Jehová Dios porque me ayuda a salir adelante, porque le debo lo que soy y seré, porque siempre está a mi lado. Gracias Jehová por tu amor y ayuda incondicional que me brindas a diario.

David Pérez C.

AGRADECIMIENTO

En primer lugar doy gracias a Dios quien me ha dado fortaleza para seguir adelante.

Agradezco también a mi Universidad Nacional del Callao por formarme profesionalmente, así como también a los diferentes docentes que brindaron sus conocimientos.

Mi agradecimiento también va dirigido al Gerente de la empresa "ASEREME EIRL" el Ing. Oswaldo Calle por haber aceptado que realice mi tesis en su prestigiosa empresa.

Jorge Rafaele R.

ÍNDICE DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	7
I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	9
1.1. Descripción de la realidad problemática.	9
1.2. Formulación del problema	10
1.3. Objetivos	10
1.4. Justificación.	11
1.5. Delimitantes de la investigación	12
II. MARCO TEÓRICO	13
2.1. Antecedentes	13
2.1.1. Antecedentes internacionales	13
2.1.2. Antecedentes nacionales	16
2.2. Bases teóricas	20
2.2.1. Hidráulica	20
2.2.2. Fluido	20
2.2.3. Fluido hidráulico	21
2.2.4. Tipos de fluidos hidráulicos	21
2.2.5. Propiedades fundamentales de los fluidos.	23
2.2.6. Sistema hidráulico	32
2.2.7. Ley de Pascal	37
2.2.8. Prensa hidraulica	38
2.2.9. Pérdida de presión o de carga, en un conducto	39
2.2.10. Teorema de Bernoulli	40
2.2.11. Régimen laminar	42
2.2.12. Régimen turbulento	42
2.2.13. Número de Reynolds	43
2.2.14. Pérdida de presión en accesorios	46
2.2.15. Componentes de un sistema hidráulico	47
2.3. Marco conceptual	62
2.3.1. Diseño	62
2.3.2. Diseño circuito hidráulico	63
2.3.4. Banco de pruebas hidráulico	64
2.4. Definición de términos básicos	64
2.4.1. Hidráulica	64
2.4.2. Fluido hidráulico	64
2.4.3. Caudal	64
2.4.4. Viscosidad	65
2.4.5. Presión	65

2.4.6. Cavitación	65
2.4.7. Densidad	65
2.4.8. Potencia hidráulica de la bomba	65
2.4.9. Actuador	66
2.4.10. Válvula	66
2.4.11. Válvula check	66
2.4.12. Válvula limitadora de presión	66
2.4.13. Válvula direccional	66
2.4.14. Válvula reductora de presión	66
III. HIPÓTESIS Y VARIABLES	67
3.1. Hipótesis.	67
3.1.1 Operacionalización de variable	68
IV. METODOLOGÍA DEL PROYECTO	70
4.1. Diseño metodológico	70
4.2. Método de investigación	72
4.2.1 Método analítico	72
4.2.2 Método sintético	72
4.3. Población y muestra	73
4.3.1. Población	73
4.3.2. Muestra	73
4.4. Lugar de estudio y periodo desarrollado	73
4.5. Técnicas e instrumentos para la recolección de la información.	73
4.6. Análisis y procesamiento de datos.	74
4.7. Aspectos éticos en investigación	89
V. RESULTADOS	91
5.1. Resultados descriptivos	91
5.2. Resultados inferenciales	91
5.3. Otro tipo de resultados	91
VI. DISCUSIÓN DE RESULTADOS	92
6.1. Contrastación de la hipótesis	92
6.2. Contrastación con estudios similares	92
6.3. Responsabilidad ética	92
VII. CONCLUSIONES	93
VIII. RECOMENDACIONES	94
IX. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	95
ANEXOS	98

ÍNDICE DE TABLA

Tabla 2.1	Grado de viscosidad	34
Tabla 2.2	Valores de rugosidad para tuberías	48
Tabla 2.3	Valores de diámetros interiores para tubos de acero cedula 40	48
Tabla 2.4	Grados de filtraje	61
Tabla 2.5	Tuberías de acero	62
Tabla 2.6	Tuberías de cobre	62
Tabla 2.7	Especificación de mangueras hidráulicas	63
Tabla 3.1	Matriz de operacionalización de variables	73
Tabla 4.1	Velocidad recomendada en tuberías	93
Tabla 4.2	Recomendación de aceite según presión	99
Tabla 4.3	Velocidad seleccionada	106
Tabla 4.4	Estructura de Costos de Fabricación	131
Tabla 4.4	Cuadros de trabajos en ejecución	132
Tabla 4.5	Cuadro de trabajos de tercerización	133
Tabla 4.6	Cuadro de evaluación económica	134
Tabla 5.1	Parámetros de diseño	139
Tabla 5.2	Componentes del circuito hidráulico	140
Tabla 5.3	Descripción de elementos del esquema hidráulico	143
Tabla 5.4	Análisis de Costo - Beneficio	150

ÍNDICE DE FIGURA

Figura 2.1: Características del fluido hidráulico	27
Figura 2.2: Comparación de densidades (peso-volumen)	28
Figura 2.3: Comparación de densidades (volumen-peso)	28
Figura 2.4: Presión	30
Figura 2.5: Equivalencia de unidades de presión	30
Figura 2.6: Relación de la presión con el área	31
Figura 2.7: Medida de la viscosidad absoluta	32
Figura 2.8: Viscosidad dinámica	33
Figura 2.9: Lubricación en el contacto de metal contra metal.	35
Figura 2.10: Símbolos hidráulicos	39
Figura 2.11: Ley de pascal	40
Figura 2.12: Uso del principio de Pascal	40
Figura 2.13: Sistema hidráulico elevador	41
Figura 2.14: Ecuación de continuidad	42
Figura 2.15: Teorema de Bernoulli	43
Figura 2.16: Régimen laminar	44
Figura 2.17: Régimen turbulento	45
Figura 2.18: Pérdida de presión en un conducto	46
Figura 2.19: Pérdida de presión y carga en tuberías	47
Figura 2.20: Sección de tubería con válvula	49
Figura 2.21: Cilindro Hidráulico	50
Figura 2.22: Cilindro de simple efecto	50
Figura 2.23: Cilindro de doble efecto	51
Figura 2.24: Volumen de aceite en el cilindro	52
Figura 2.25: Velocidad de avance	53
Figura 2.26: Bomba de engranajes	54
Figura 2.27: Bomba de pistones	56
Figura 2.28: Componentes del tanque hidráulico	57
Figura 2.29: Placa desviadora controlando la dirección del caudal de retorno	58

Figura 2.30: Corte transversal del filtro hidráulico	59
Figura 2.31: Localización de filtros hidráulicos	60
Figura 2.32: Mangueras hidráulicas de alta presión	63
Figura 2.33: Cálculo de diámetro de tubería	64
Figura 2.34: Simbología de válvula antirretorno	65
Figura 2.35: Pérdidas de carga en válvula antirretorno	66
Figura 2.36: Interpretación del VAN	66
Figura 4.1: Unidad hidráulica motor-bomba	78
Figura 4.2: Válvula de alivio y electroválvula	79
Figura 4.3: Válvula reguladora de presión y válvula doble check	80
Figura 4.4: Válvula estranguladora y válvulas de bola	81
Figura 4.5: Sistema hidráulico del banco de pruebas	82
Figura 4.6: Elementos para el modelamiento de bomba, electroválvula, cilindro y válvula de alivio	83
Figura 4.7: Funcionamiento de bomba, electroválvula, cilindro y válvula de alivio	84
Figura 4.8: Cilindro hidráulico Prince	86
Figura 4.9: Diámetro de cilindro hidráulico Rexroth	86
Figura 4.10: Diámetro del vástago-cilindro hidráulico Rexroth	87
Figura 4.11: Volumen de cilindro hidráulico	91
Figura 4.12: Características de la bomba	94
Figura 4.13: Imagen referencial de la bomba de engranajes externos	94
Figura 4.14: Selección de bomba-número de pedido	95
Figura 4.15: Ficha técnica del motor seleccionado	96
Figura 4.16: Caudal vs RPM	97
Figura 4.17: Depósito de aceite	98
Figura 4.18: Diagrama de selección de viscosidad	100
Figura 4.19: Frame de la bomba	101
Figura 4.20: Dimensiones de campana	102
Figura 4.21: Dimensiones del motor eléctrico	103
Figura 4.22: Selección de dimensiones del motor eléctrico	103
Figura 4.23: Ficha técnica de acople	104

Figura 4.24: Manómetro	104
Figura 4.25: Código de pedido de manómetro	105
Figura 4.26: Selección de tubería de succión	108
Figura 4.27: Selección de tubería de presión y retorno	108
Figura 4.28: Selección de válvula	109
Figura 4.29: Datos técnicos de la válvula direccional	110
Figura 4.30: Representación de la válvula direccional	111
Figura 4.31: Gráfica presión vs caudal de la electroválvula	111
Figura 4.32: Selección de electroválvula-número de pedido	112
Figura 4.33: Dimensión del manifold	113
Figura 4.34: Código de pedido del manifold	113
Figura 4.35: Válvula de alivio	114
Figura 4.36: Selección de válvula de alivio	115
Figura 4.37: Válvula limitadora de presión	116
Figura 4.38: Válvula estranguladora con check	117
Figura 4.39: Selección de válvula estranguladora	118
Figura 4.40: Capacidad de la válvula estranguladora	119
Figura 4.41: Válvula doble check	119
Figura 4.42: Selección de válvula doble check	120
Figura 4.43: Selección del spool de válvula doble check	120
Figura 4.44: Selección de manguera hidráulica	121
Figura 4.45: Dimensiones de la válvula de bola	122
Figura 4.46: Selección de válvula de bolas	122
Figura 4.47: Filtro de succión	123
Figura 4.48: Selección de filtro de succión	123
Figura 4.49: Filtro de retorno	124
Figura 4.50: Selección de filtro de retorno	125
Figura 4.51: Selección de filtro de aire	126
Figura 4.52: Conversión de humedad relativa	126
Figura 4.53: Selección de filtro de aire	127
Figura 4.54: Filtro de llenado	128
Figura 4.55: Selección de filtro de llenado	129

Figura 4.56: Dimensiones de indicador de nivel	130
Figura 4.57: Selección de indicador de nivel	130
Figura 5.1: Esquema del plano hidráulico del banco de pruebas	142
Figura 5.2: Vista isométrica 1 del banco de pruebas	144
Figura 5.3: Vista isométrica 2 del banco de pruebas	145
Figura 5.4: Desarrollo del modelamiento 1	146
Figura 5.5: Desarrollo del modelamiento 2	147
Figura 5.6: Desarrollo del modelamiento 3	148
Figura 5.7: Desarrollo del modelamiento 4	149

ÍNDICE DE ABREVIATURA

FIME: Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía

UNAC: Universidad Nacional del Callao

ASEREME: Asesoría y Reparaciones Mecánica -Eléctrica

E.I.R.L.: Empresa Individual de Responsabilidad Limitada

DNI: Documento Nacional de Identidad

FMECA: Análisis de modos, efecto de fallas y criticidad

RCM: Mantenimiento Centrado en la confiabilidad

HP: Horse Power

M: masa

p: presión

A: área

V: volumen

ρ : densidad

psi: pounds force per square inch (libra de fuerza por pulgada cuadrada)

kgf: kilogramo fuerza

VAN: valor actual neto

TIR: tasa interna de retorno

gpm: galones por minuto

Q: caudal

f_N : Fuerza normal

RESUMEN

El presente informe final de Tesis, titulado “Diseño de un Banco de Pruebas hidráulico para incrementar la presión de trabajo hasta 3500 psi en la empresa ASEREME EIRL.”, tuvo como objetivo principal realizar el diseño de un banco de pruebas hidráulico para la empresa ASEREME EIRL, con la finalidad de reducir la tercerización de pruebas hidráulicas previa ejecución del diseño. Por otra parte, la presente investigación fue de tipo tecnológico, nivel aplicado, enfoque cuantitativo, usando un método sistémico y diseño descriptivo simple, a través de la técnica documental.

El desarrollo del diseño se inició con un esquema del circuito hidráulico donde se visualizan todos los componentes del banco de pruebas y la relación que existe entre ellos. Posteriormente se realizó los cálculos de los parámetros de diseño, aplicando los principios teóricos de la Oleohidráulica para así empezar con la selección de componentes, luego realizar los planos y simulación mediante los software AutoCAD, Solidworks y Automation Studio.

Finalmente se aplicó el análisis costo-beneficio, demostrando que el informe final de tesis es viable.

Palabras claves: Diseño, Circuito hidráulico, banco de pruebas.

ABSTRACT

This final thesis report, entitled "Design of a Hydraulic Test Bench to increase the working pressure up to 3500 psi in the company ASEREME EIRL", had as main objective to design a hydraulic test bench for the company ASEREME EIRL, in order to reduce the outsourcing of hydraulic tests prior to the execution of the design. On the other hand, this research was of technological type, applied level, quantitative approach, using a systematic method and simple descriptive design, through the documentary technique.

The development of the design began with a scheme of the hydraulic circuit where all the components of the test bench and the relationship between them are visualized. Subsequently, the design parameters were calculated, applying the theoretical principles of oil hydraulics in order to start with the selection of components, then the drawings and simulation were made using AutoCAD, Solidworks and Automation Studio software.

Finally, the cost-benefit analysis was applied, demonstrating that the final thesis report is feasible.

Keywords: Design, hydraulic circuit, test bench.

INTRODUCCIÓN

El banco de pruebas hidráulico cumple un papel importante en el servicio de reparación y/o fabricación de cilindros hidráulicos, porque gracias a este equipo mediante la prueba de estanqueidad, se puede garantizar que el proceso de reparación o fabricación sea el adecuado evitando los riesgos de falla, pérdidas de horas hombre y pérdidas de horas máquina por mantenimiento.

La empresa ASEREME E.I.R.L. brinda servicio de reparación y/o fabricación de cilindros hidráulicos, cuenta con un banco de pruebas cuya presión de trabajo es de 2100 psi. También realiza reparaciones a cilindros cuya presión de trabajo se encuentra en el rango de 2100 psi a 3500 psi, tercerizando las pruebas hidráulicas para este rango de presión.

Se propuso el “Diseño de un banco de pruebas hidráulico para incrementar la presión de trabajo hasta 3500 psi en la empresa ASEREME E.I.R.L.” que reducirá la tercerización de pruebas, favoreciendo la economía de la empresa.

Este informe final de tesis es de tipo tecnológico, enfoque cuantitativo y diseño de investigación descriptivo. A continuación, se detallan los capítulos de dicho informe:

Capítulo I, presenta el planteamiento del problema, los objetivos, la justificación y las delimitantes. Así mismo, el capítulo II, contiene los antecedentes, bases teóricas, marco conceptual y definición de términos básicos referente al banco de pruebas para cilindros hidráulicos. Además, en el capítulo III, muestra las hipótesis y la matriz de operacionalización de variables. De igual manera, en el capítulo IV, se encuentra el diseño metodológico, método de investigación, la población, muestra, lugar de estudio, técnicas e instrumentos para la recolección de información, análisis de procesamiento de datos y aspectos éticos en la investigación.

Capítulo V, presenta los resultados. Así mismo el capítulo VI, contiene la

discusión de resultados. Además, el capítulo VII, muestra las conclusiones. de igual manera, en el capítulo VIII, se encuentran las recomendaciones y por último en el capítulo IX, se detalla las referencias bibliográficas.

Los autores

I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1. Descripción de la realidad problemática.

A nivel mundial, la revista Rumbo Minero (2019), menciona que los sistemas hidráulicos son importantes por su versatilidad, por ello, dicho sistema se encuentra en equipos del sector minero, construcción e industria. Uno de sus componentes que permite transformar la energía hidráulica en energía mecánica produciendo movimiento lineal, es el cilindro hidráulico. Dicho componente, permite mover y levantar materiales pesados con facilidad. Sin embargo, las fallas de estos, son inevitables debido a los desgastes de sellos, golpes o mala operación, incrementando la demanda de su reparación y fabricación.

En tal sentido, Paredes (2012) menciona que los cilindros hidráulicos, después de su reparación y/o fabricación requieren de una prueba hidráulica que garantice la no existencia de fugas internas y/o externas, por ello, concluye que es importante implementar de un banco de prueba hidráulico a 3000 psi

A nivel nacional, según el decreto supremo N° 024-2016-EM y su modificación N° 023-2017-EM en el capítulo V titulado Maquinaria, Equipos y Herramientas, el artículo 375 inciso C indica “elaborar programas de inspecciones y mantenimiento para las maquinarias, equipos y herramientas”. Por ello, la importancia de realizar inspecciones visuales y mantenimientos periódicos a los cilindros hidráulicos.

Actualmente, la empresa ASEREME EIRL ubicada en la ciudad de Lima, cuenta con un banco de pruebas con presión de trabajo de 2100 psi, el cual, no satisface las pruebas hidráulicas de cilindros cuya presión de trabajo oscila entre (2500-3500) psi como son los cilindros filtro prensa Larox. Este problema conlleva a tercerizar dichas pruebas generando un costo que es asumido por la empresa. Por ello, para que la empresa obtenga mayor ganancia, se propuso el “Diseño de un banco de pruebas hidráulico para incrementar la presión de trabajo hasta 3500 psi”. De tal manera, reducir la tercerización de pruebas hidráulicas. Para mayor referencia sobre la problemática de la organización ver el (anexo 2)

1.2. Formulación del problema

1.2.1. Problema General

¿Cómo diseñar un banco de pruebas hidráulico para incrementar la presión de trabajo hasta 3500 psi en la empresa ASEREME EIRL??

1.2.2. Problemas Específicos

- ¿Cómo determinar los parámetros del circuito hidráulico, a fin de obtener los componentes del banco de pruebas hidráulico con presión de trabajo hasta 3500 psi?
- ¿Cómo seleccionar los componentes del banco de pruebas hidráulico con presión de trabajo hasta 3500 psi, a fin de plasmar los planos y realizar la simulación?
- ¿Cómo reducir la tercerización de pruebas hidráulicas proyectadas, a fin de obtener el retorno de inversión enfocado al costo-beneficio?

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo General

Diseñar un banco de pruebas hidráulico, para incrementar la presión de trabajo hasta 3500 psi en la empresa ASEREME EIRL.

1.3.2. Objetivos Específicos

- Calcular los parámetros del circuito hidráulico, para seleccionar los componentes del banco de pruebas con presión de trabajo hasta 3500 psi.
- Seleccionar los componentes del banco de pruebas hidráulico con presión de trabajo hasta 3500 psi, para plasmar los planos y realizar la simulación
- Reducir la tercerización de pruebas hidráulicas proyectada, para obtener el retorno de inversión enfocado al costo-beneficio

1.4. Justificación.

1.4.1. Justificación práctica

Según Bernal (2016), afirma que una investigación tiene justificación práctica cuando su desarrollo ayuda a resolver problemas o, al menos, propone una estrategia que al aplicarla contribuirá a resolverlo.

El diseño de un banco de pruebas hidráulico para la empresa ASEREME, ayudará en detectar fallas en la reparación y/o fabricación de cilindros hidráulicos cuya presión de trabajo sea superior a 2100 psi y prestar un mejor servicio a los clientes.

1.4.2. Justificación Económica

Según Baena (2017), aduce que la investigación debe analizar y justificar si se puede restaurar el dinero invertido durante el desarrollo del proceso.

El presente informe final, permitirá reducir los costos de tercerización en las pruebas hidráulicas e incrementaría su rentabilidad a la empresa ASEREME en un 8.03 % en Cilindros Hidráulicos. Así como también, aumentaremos considerablemente las horas hombre laborables en el tiempo de operacionalización y detección rápida de fallas.

1.4.3. Justificación Tecnológica

Según Espinoza (2014), afirma que, una justificación tecnológica es cuando satisfacen las necesidades sociales. Asimismo, crean soluciones que permitan mejorar el sistema productivo.

El diseño de un banco de pruebas hidráulico con presión hasta 3500 psi, soluciona una etapa en el sistema de producción en cilindros hidráulicos de los clientes. Este informe final, se realizó mediante la simulación de los softwares Automation Studio y Solidworks; la cual es importante para la empresa ASEREME.

1.5. Delimitantes de la investigación

1.5.1. Delimitante teórica

El banco de pruebas tiene principios teóricos como: mecánica de fluidos, diseño de circuitos Oleohidráulica y software especializado para la simulación y diseño de planos (Automation Studio, Autocad y Solidworks)

1.5.2. Delimitante temporal

Esta investigación tiene un límite de tiempo para su elaboración de 4 meses, el cual es el tiempo que dura el ciclo taller tesis.

1.5.3. Delimitante espacial

La investigación se desarrolló en la empresa ASEREME EIRL, localizada en Calle Santa Lucila 125 - Urb. Villa Marina - Chorrillos - Lima - Perú.

II. MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes

2.1.1. Antecedentes internacionales

Tomasz (2023), en su artículo titulado *“Estudio comparativo de la influencia de la arquitectura del sistema en la precisión de los movimientos de trabajo de los cilindros hidráulicos”*. en la Universidad de Ciencia y Tecnología de Wroclaw, Breslavia - Polonia. Tuvo como objetivo averiguar la influencia que tiene la posición de las válvulas direccionales en el circuito hidráulico, en los desplazamientos del vástago después de iniciar el proceso de parada. Las pruebas fueron realizadas en un banco hidráulico especial, que permite modificar la posición del sistema de control. Para ello, aplicó un alcance de análisis comparativo entre tres sistemas. Por el cual, obtuvo como resultados para una carga de 0 a 100 kg una diferencia significativa en los desplazamientos de los vástagos después de detenerlos. Llegando a la conclusión que un cambio en la arquitectura de sistemas hidrostáticos, si influye en la precisión de los movimientos de trabajo realizados por el cilindro.

Este artículo permite conocer la importancia de la ubicación de las válvulas en un circuito hidráulico para una mejor precisión, en las pruebas de estanqueidad en los cilindros hidráulicos.

Vallejo (2022), en su trabajo de investigación con el título *“Adecuación de banco hidráulico para pruebas de fuerza, potencia y resistencia”*. Trabajo de titulación para optar el título profesional de Tecnólogo en Mecánica Industrial, en la Institución Universitaria Pascual Bravo, Medellín - Colombia, presenta como objetivo principal “Adecuar un banco de pruebas hidráulico en la Institución Universitaria Pascual Bravo que facilite plenamente la realización de pruebas de fuerza,

potencia y resistencia". Para ello, aplicó la técnica documental, indicando la recabación de información formada por documentos e información de proveedores. Por la cual, se utilizó cilindros hidráulicos con presión máxima admisible a 120 bar, de tal forma que facilita el aprendizaje de los estudiantes realizando la práctica de una manera más segura y sencilla. El autor llegó a la conclusión que la modificación del banco hidráulico en su totalidad permite ampliar las tareas de trabajo del laboratorio, Además al adicionar un cilindro, le permite hacer pruebas de levantamiento de pesos. Asimismo, el banco de prueba del laboratorio sirve como apoyo de aprendizaje práctico con presiones de (60 a 120) bar.

Este trabajo de titulación permite conocer los principales elementos que componen un sistema hidráulico, como también la lectura de simbologías, el funcionamiento y la aplicación de cada uno de ellos.

Rodríguez y Prieto (2020), en su tesis titulada "*Diseño de un banco de pruebas hidráulico para actuadores lineales*". Trabajo de titulación para optar el título de Ingeniero Electromecánico, en la Universidad Antonio Nariño, Villavicencio - Colombia, presenta como objetivo "Diseñar un banco de pruebas hidráulico que pueda ser implementado para la realización de las prácticas en la Universidad". Para ello, utilizó una metodología de tipo aplicada y una técnica documental. En este diseño presenta 3 cilindros hidráulicos, la cual se tomó un cilindro de mayor volumen cuya presión de trabajo es de *200bar*, diámetro de vástago de *25mm*, diámetro del émbolo de *40mm* y una carrera de *100mm*. Con aquellos datos pudo calcular los componentes necesarios y realizar su circuito hidráulico. Con uno de los softwares más utilizados en la hidráulica llamado Fluidsim, pudo verificar el buen funcionamiento del sistema hidráulico. Con ello, el autor llegó a la conclusión que el banco hidráulico permite realizar diferentes pruebas de presión con un caudal máximo de *5.4 l/min* a *1500 rpm*.

Este trabajo de titulación permite conocer los cálculos principales para un diseño de un banco de pruebas hidráulico, tomando en cuenta el cilindro hidráulico de mayor capacidad, para la elaboración de un diseño acorde a la necesidad requerida.

Carrillo y Reyes (2015) en su tesis con el título *“Diseño, Cálculo y construcción de un banco de pruebas hidráulico hasta 5 toneladas de capacidad con válvulas direccionales de flujo”*. Trabajo de titulación para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico Naval, en la Universidad Laica Eloy Alfaro de Manabí, Manta - Ecuador, presenta como objetivo *“Diseñar, calcular y construir un banco de pruebas, para cilindros hidráulicos hasta 5 toneladas de capacidad, con válvulas direccionales de flujo”*. Para ello, aplicó el diseño experimental llevando a cabo la construcción del banco de pruebas. Así mismo, para su diseño tomaron de referencia como máximo probar un cilindro cuya presión de trabajo es de 2400 psi, diámetro del pistón de 0.120 m, carrera del vástago de 0.760 m hallando un caudal de *4.53 gpm* y una potencia requerida de *8.75 hp*. Analizando estos valores con los componentes que se encuentran en el mercado, obtuvo como resultado la selección de una bomba marca Vickers de 5 gpm y un motor eléctrico de 10 hp. El autor llegó a la conclusión que el banco hidráulico después de ponerlo a prueba, cumple el objetivo trazado y así los estudiantes podrán poner en práctica los conocimientos teóricos. Además, el autor menciona que es importante que el banco de pruebas cuente con una válvula de alivio para evitar alguna sobrepresión en el sistema. Asimismo, debe contar con manómetros para medir las diferentes presiones al momento que se requiere probar un cilindro.

Este trabajo de titulación permite conocer cómo seleccionar los elementos que conforman el banco de pruebas teniendo en cuenta los cálculos. Así mismo, se debe comparar con las características de los

componentes estandarizados en el mercado y seleccionarlos por exceso. Además, por seguridad ante alguna sobrepresión, el sistema debe contar con una válvula de alivio y manómetros para estar al tanto de la presión con la cual se está trabajando en el banco de pruebas. Como también, a realizar la estructura costo del proyecto sobre el plano realizado.

2.1.2. Antecedentes nacionales

Lucero (2022), en su tesis titulada “*Diseño de un banco de pruebas para verificar los parámetros de operatividad de bombas Oleohidráulicas en la empresa Mega Hidráulica S.R.L - Cajamarca*”. Trabajo de titulación para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico Electricista, en la Universidad Nacional Pedro Ruiz Gallo, Lambayeque - Perú, presenta como objetivo general “Diseñar un banco de pruebas para verificar los parámetros de operatividad de bombas Oleohidráulicas en la empresa Mega Hidráulica S.R.L. - Cajamarca”. Para ello aplicó el diseño de investigación de tipo no experimental y el método analítico - sintético, con el fin de analizar desde lo general hasta lo particular y viceversa, garantizando el funcionamiento de las reparaciones de las bombas según parámetro de fabricante. Para ello, el autor llegó a la conclusión que para elaborar su diseño requirió un esquema hidráulico de presión de trabajo de 250 bar y un caudal de 152 l/min, además, seleccionó un motor eléctrico trifásico de 100 HP con 1800 RPM, el cual contará con un variador de velocidad ACS 580, un tanque de la empresa JIC de 120 gpm, como también se elaboraron los planos hidráulicos y electromecánicos, tomando en cuenta normativas vigentes donde se describen los diversos elementos con sus especificaciones técnicas. En el impacto económico del banco de pruebas tiene un costo de fabricación de S/. 136636.87 soles, obteniendo un VAN de S/. 15389.89 y un TIR de 19.3%, con lo cual indica que si es rentable su implementación para dicha empresa.

Este trabajo de titulación permitió conocer la importancia de elaborar un esquema hidráulico antes de realizar el diseño. Además, conocer el

análisis del costo - beneficio que se debe presentar a la empresa, para la aprobación y ejecución del proyecto propuesto, tomando de referencia la estructura de costo de fabricación del banco de pruebas.

Cáceres (2020), en su tesis con el título *“Diseño de un banco de pruebas hidráulico para determinar los parámetros de funcionamiento de bomba de caudal variable hasta 150 cc/rev - Empresa Quispe Transportes y Servicios Generales S.R.L.”*. Trabajo para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico Electricista, en la Universidad César Vallejos, Chiclayo - Perú, presenta como objetivo general “Diseñar un banco de pruebas hidráulico para determinar los parámetros de funcionamiento de bomba caudal variable hasta 150 cc/Rev”. Para ello aplicó el método de diseño de investigación no experimental, debido a que no se manipuló la variable independiente, por la cual se tomó como referencia la potencia requerida mínima, a la bomba variable del cargador frontal Caterpillar 950H, determinaron los parámetros de trabajo del banco de pruebas resultando con un caudal de 269.5 l/min con una potencia estimada de 92.53 Kw . Para ello llegó a la conclusión que al determinar los cálculos de elemento obteniendo una eficiencia de trabajo total de 0.81, caudal real de 297 l/min y una potencia de 190.12 Kw . Con respecto al impacto económico el presupuesto asciende a la suma de S/. 273100.00 soles, un VAN de 27412.99 y un TIR del 13.36%. Indicando que el proyecto es aceptable.

Este trabajo de titulación me ha permitido conocer cómo determinar el caudal real y la potencia real requerida por el circuito hidráulico, después de ello, seleccionamos los componentes comerciales que se encuentran en el mercado para obtener costos de mantenimiento aceptables.

Castillo (2019), en su tesis con el título *“Diseño de un banco de pruebas para cilindros oleohidráulicos con presiones de 600 - 2500 PSI”*. Trabajo de titulación para optar el título de Ingeniero Mecánico Electricista, en la Universidad Nacional Pedro Ruiz Gallo, Lambayeque - Perú, presenta como objetivo general “Diseñar un banco de pruebas para cilindros

hidráulicos con capacidades de 600 - 2500 psi". Para ello aplicó el diseño de investigación de tipo cuasi experimental, obteniendo como resultado los siguientes parámetros requeridos: presión de trabajo hasta *2500 psi* , potencia de motor *35.16 Hp* y una bomba de *11 GPM* . De acuerdo a ello, el autor llegó a la conclusión que los componentes que debe seleccionar son los siguientes: bomba hidráulica marca Vickers de *11 GPM*, motor eléctrico marca Siemens de *40 Hp* y un variador de velocidad para las *RPM* del motor eléctrico. Con respecto al impacto económico obtuvo un TIR de 91.03%, un VAN de S/. 30648.92 soles y un retorno de la inversión de 2 años.

Este trabajo de titulación permitió conocer que las bombas de engranaje externo e interno, tienen la característica de impulsar un caudal constante. Asimismo, para variar la velocidad de salida del vástago se puede instalar en el motor eléctrico un variador de velocidad que modifique las *RPM*. También permitió conocer el impacto económico de costo de fabricación y retorno de inversión que tiene el diseño.

Fructuoso (2019), en su tesis con el título "*Diseño y fabricación de un banco hidráulico en circuito cerrado para el estudio de las pérdidas de carga en redes de distribución hidráulica laboratorio de Mecánica de Fluidos y Máquinas Térmicas FIME – UNAC*". Trabajo de titulación para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico, en la Universidad Nacional del Callao, Callao - Perú, presenta como objetivo general "Diseñar y fabricar un banco hidráulico en circuito cerrado para el estudio de las pérdidas de carga en redes de distribución hidráulica en el Laboratorio de Mecánica de Fluidos y Máquinas Térmicas de la FIME - UNAC". Para ello aplicó el diseño de investigación tecnológico y método inductivo. El laboratorio no se encuentra implementado para realizar el ensayo de pérdidas de cargas en un banco hidráulico en serie y paralelo con sus respectivos accesorios. Por ello, la implementación del banco de pruebas ayudará a realizar estudios experimentales respecto a la pérdida de carga en redes hidráulicas, evidenciando la relación entre las pérdidas de carga y la variación de caudal, en tuberías

y accesorios.

Este trabajo de titulación permitió analizar los accesorios, tuberías, uniones, mangueras que componen el banco de pruebas. Asimismo, se llegó a la conclusión que para reducir las pérdidas de presión, algunos accesorios tendrán que ser sumergibles. Como por ejemplo, la tubería de succión, tubería de presión y tubería de retorno.

Barriga (2016), en su tesis con el título "*Diseño de un banco de pruebas para bombas de pistones axiales con sensor de carga de hasta 140 cc/rev*". Trabajo de titulación para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico, en Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima - Perú, presenta como objetivo general "Diseñar un banco de pruebas para bombas de pistones axiales con sensor de carga de hasta 140 cc/rev". La mayoría de bancos de pruebas hidráulicos resultan tener precios elevados por el motivo de los elementos hidráulicos que lo conforman. Para ello, el autor llegó a la conclusión implementar un motor de combustión interna de 300 Kw como sistema motriz y de transmisión hidrostática, El costo del equipo fue aproximadamente de S/.324000, el cual resulta rentable a comparación de otras opciones que se puedan encontrar en el exterior.

Este trabajo de titulación me ha permitido conocer las diferentes funciones que puede realizar un banco de prueba si se implementa una bomba de pistones, la cual el plato basculador puede variar la apertura del caudal, con apoyo de un motor de combustión la cual nos transmite un alto torque. Asimismo, se puede realizar pruebas a bombas hidrostáticas, motores hidrostáticos, válvulas proporcionales PVG, etc.

2.2. Bases teóricas

2.2.1. Hidráulica

Es una parte de la mecánica de fluidos que se encarga de estudiar a los líquidos cuando se transportan en tubos y canales abiertos considerándolos prácticamente incompresibles. Es decir, el valor de su densidad, prácticamente no cambia a lo largo de su trayecto. (Cengel,2006)

Según Vickers (1981), puede definirse como una forma de transmitir energía mediante un fluido confinado. Siendo la bomba, el componente que entrega energía al líquido y el actuador el componente que transforma dicha energía en movimiento.

2.2.2. Fluido

Son aquellas sustancias que se deforman continuamente, es decir, que fluyen cuando se le somete a un esfuerzo cortante, así dicho esfuerzo tenga pequeño valor. (Crow, Elger, Roberson, 2007)

2.2.3. Fluido hidráulico

Se llama así a los líquidos, el cual son empleados para transmitir energía en aquellas partes donde se realiza trabajo mecánico. Cuando inició la hidráulica se utilizó el agua, pero al transcurrir el tiempo, en la mayoría de los sistemas hidráulicos se reemplazó por el aceite, debido a que sus características son superiores. (Serrano, 2002)

2.2.4. Tipos de fluidos hidráulicos

- **Aceites minerales**

Son de uso frecuente en sistemas hidráulicos debido que poseen un buen índice de viscosidad, baja presión de vapor, sirven como refrigerante, prácticamente son incompresibles, no se mezclan con el agua, no provocan alguna reacción adversa con los sellos de los componentes hidráulicos y no afecta a la pintura. (Roca, 1999)

- **Emulsión de aceite en agua**

Según Roca (1999), esta mezcla llamada también, aceite de emulsión directa, se comporta como si fuera taladrina soluble. Dicho aceite tiene un costo bajo y posee buenas propiedades de apagado de llama, pero no es bueno contra la corrosión, tiene baja estabilidad de la emulsión y problemas de evaporación.

Nota: La taladrina se emplea en la industria de mecanizado mecánico como lubricante y refrigerante. Principalmente cuando se realiza mecanizado arrancando virutas)

- **Emulsión de agua en aceite**

Denominada emulsión inversa, presenta un 40% de agua en el aceite con buenas propiedades de apagado de llama, su costo es bajo/medio, pero como lubricante es medio. Además, tiene problemas de evaporación, y se comporta como un fluido no newtoniano. (Roca, 1999)


- **fluidos sintéticos no acuosos**

Son aceites que se componen de hidrocarburos y aditivos, fluyen con facilidad a bajas temperaturas, protegen del desgaste prematuro a bombas de alta presión de paletas, pistones y engranajes. Tienen un alto índice de viscosidad para poder desempeñarse a bajas y altas temperaturas. Estos aceites previenen la oxidación, protegen contra la corrosión y tienen excelentes características de separación de aire. (Mobil, 2023)

Para elegir el aceite adecuado de una máquina, se debe tomar en cuenta la sugerencia del fabricante para evitar problemas en los sellos de los componentes del sistema hidráulico. (Roca, 1999)

Figura 2.1: Características del fluido hidráulico

Características del fluido hidráulico



CARACTERÍSTICAS

1. Debe ser incompresible (0.7 % V a 100 bar).
2. Viscosidad adecuada para formar película y sellar.
3. Densidad lo más baja posible.
4. Buenas características de viscosidad en función de la temperatura y la presión.
5. Buena resistencia al envejecimiento (oxidación).
6. Segregar aire (9% a 1 bar).
7. No formar espuma.
8. Resistencia al frío.
9. Ofrecer protección contra el desgaste.
10. Capacidad de segregar agua.
11. Tener un buen PUNTO DE FLUENCIA, que es la menor temperatura admisible para que el aceite aún fluya.
12. $T_{\text{mínima trabajo}} \geq T_{\text{pto. Fluencia}} + 8 \text{ }^\circ\text{C}$.

Fuente: Mantenimiento hidráulico maquinaria pesada. Tecsup (2004)

2.2.5. Propiedades fundamentales de los fluidos.

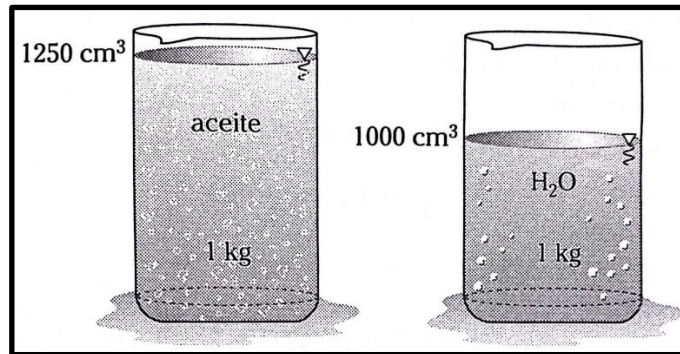
- **Densidad(ρ)**

Es la relación entre la cantidad de masa de una sustancia y su volumen.
(Mott, 2006)

$$\rho = \frac{M}{V} \dots\dots\dots 2.1$$

Conocer esta magnitud, nos permite diferenciar una sustancia respecto de otra; por ejemplo, aceite y agua, cada una de 1kg en recipientes de la misma capacidad notaremos que ocuparían volúmenes diferentes.

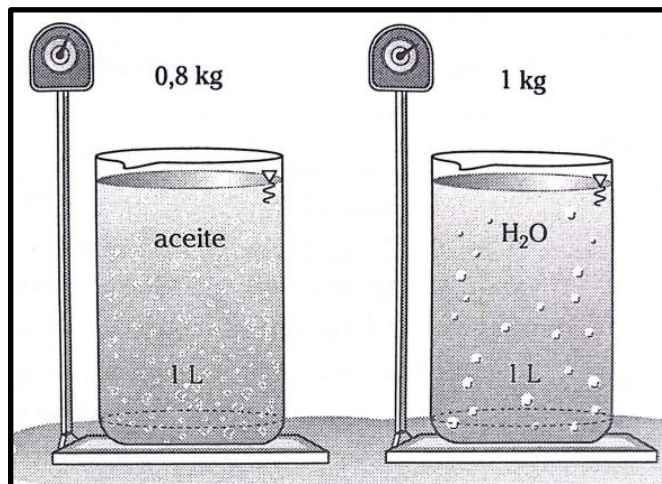
Figura 2.2: Comparación de densidades (peso-volumen)



Fuente: Física, una visión analítica del movimiento, volumen II. Instituto de Ciencias y Humanidades

Ahora, si tuviéramos iguales volúmenes, por ejemplo 1 litro en ambos casos, al colocarlos en una balanza notaremos masas diferentes.

Figura 2.3: Comparación de densidades (volumen-peso)



Fuente: Física, una visión analítica del movimiento, volumen II. Instituto de Ciencias y Humanidades

En general, cada sustancia para poderlas distinguir de otras, lo podemos hacer mediante la densidad.

Experimentalmente se obtiene:

$$\rho_{agua} = 1000 \frac{kg}{m^3}$$

$$\rho_{aceite} = 800 \frac{kg}{m^3}$$

Ello quiere decir que, para un mismo volumen, una sustancia representa mayor masa que la otra.

- **Peso específico (γ)**

Se define como la relación entre la fuerza de gravedad de una sustancia y su volumen. (Mott, 2006)

$$\gamma = \frac{Fg}{V} \dots\dots\dots 2.2$$

Estas dos propiedades, peso específico y densidad, su valor varía con la temperatura. (Mott, 2006). Por ejemplo, al tener una muestra, sin importar la cantidad de masa para el agua a 4°C tenemos:

$$\gamma = 1000 \text{ kgf/m}^3 = 9.81 \cdot 10^3 \text{ N/m}^3$$

A mayor temperatura que tenga una sustancia, su densidad y peso específico, disminuye.

Hay una relación entre el peso específico y la densidad. Tomando en cuenta que $Fg = mg$, entonces:

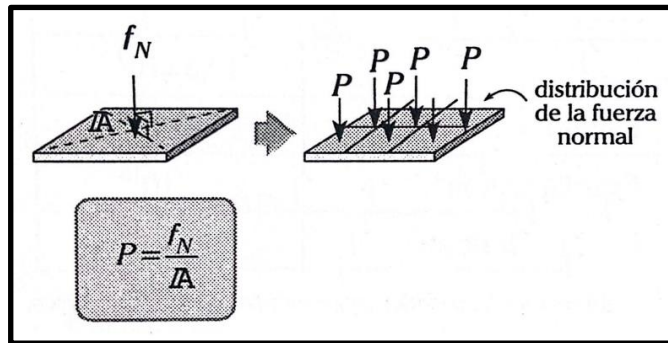
$$\gamma = \frac{mg}{V} = \rho g \dots\dots\dots 2.3$$

- **Presión (p)**

Según Mott (2006), nos dice que la presión es la cantidad de fuerza perpendicular que se ejerce sobre una unidad de área de una sustancia o de una superficie.

$$P = \frac{F}{A} \dots\dots\dots 2.4$$

Figura 2.4: Presión



Fuente: Física, una visión analítica del movimiento, volumen II. Instituto de Ciencias y Humanidades

Unidades:

f_N : fuerza normal a la superficie en Newton (N),

A: en m^2

p : en N/m^2 dicha unidad recibe el nombre de pascal (pa)

Cengel (2006), nos dice que el pascal (pa), es una unidad muy pequeña considerando las presiones que se encuentran en la práctica. Por ello, se suelen utilizar submúltiplos como son el kilo(K) y mega(M) y así obtenemos el kilopascal ($1 \text{ kPa} = 10^3 \text{ Pa}$) o el megapascal ($1 \text{ MPa} = 10^6 \text{ Pa}$). En Europa, por lo general se usan otras unidades de medida como son el bar, el kilogramo-fuerza por centímetro cuadrado.

Figura 2.5: Equivalencia de unidades de presión

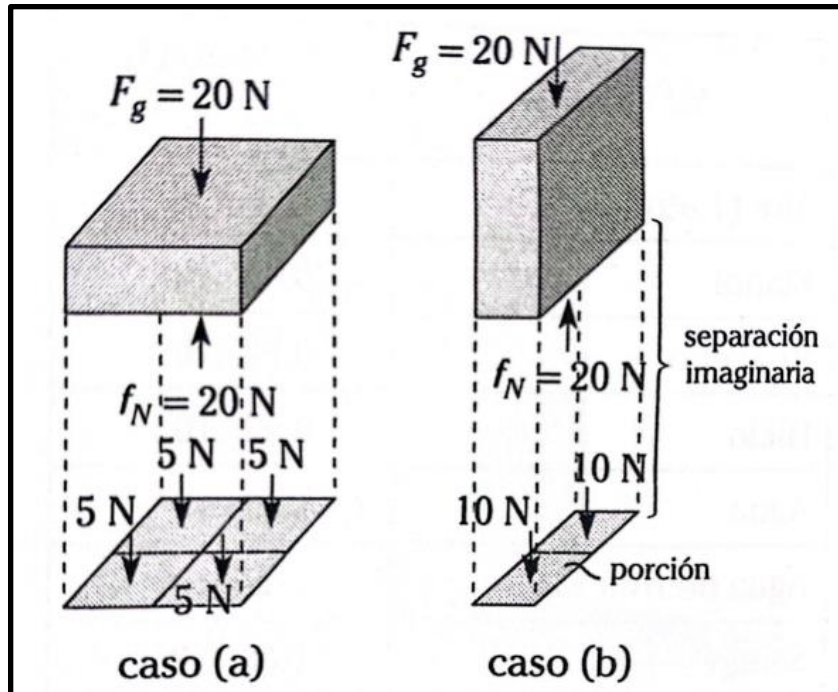
$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} = 0.1 \text{ MPa} = 100 \text{ kPa}$ $1 \text{ atm} = 101,325 \text{ Pa} = 101.325 \text{ kPa} = 1.01325 \text{ bars}$ $1 \text{ kgf/cm}^2 = 9.807 \text{ N/cm}^2 = 9.807 \times 10^4 \text{ N/m}^2 = 9.807 \times 10^4 \text{ Pa}$ $= 0.9807 \text{ bar}$ $= 0.9679 \text{ atm}$
--

Fuente: Mecánica de Fluidos fundamentos y aplicaciones, Cengel (2006)

En el sistema inglés, la presión tiene como unidad de medida a la libra-fuerza por pulgada cuadrada (lbf/in^2 o psi). Una equivalencia muy

usada es ($1 \text{ bar} = 14.5038 \text{ psi}$) y son muy usados en los manómetros. Cengel (2006)

Figura 2.6: Relación de la presión con el área



Fuente: Física, una visión analítica del movimiento, volumen II. Instituto de Ciencias y Humanidades

A pesar que en los dos casos es el mismo cuerpo, en el caso (a) la acción del ladrillo se distribuye sobre mayor área que en el caso (b), por ello la presión disminuye. mientras que en el caso (b) la acción del cuerpo se distribuye sobre menor área por ello la presión es mayor.

- **Presión de vapor (P_v)**

Cuando una sustancia pura, cambia de fase de líquido a vapor a una presión y temperatura dada, la presión que ejerce dicho vapor se denomina presión de vapor, el cual es numéricamente idéntico a su presión de saturación. (Cengel, 2006)

- **Viscosidad**

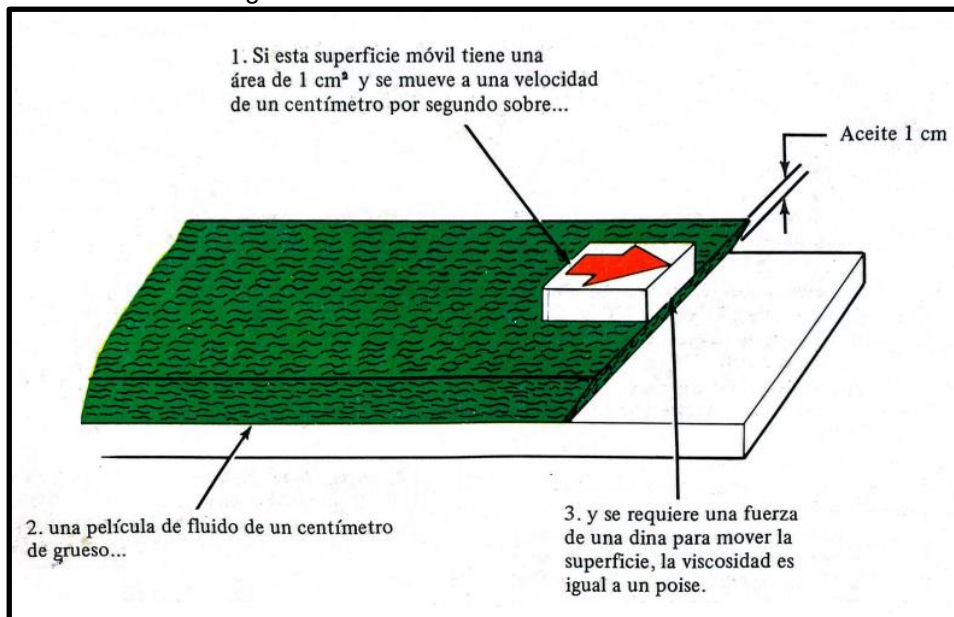
Es la medida de la resistencia que ejerce todo fluido cuando está en movimiento. Se clasifica en viscosidad dinámica (absoluta) y viscosidad

cinemática. Cuando el fluido se mueve sin dificultades se dice que tiene una viscosidad baja, por lo tanto es un fluido ligero. Pero cuando fluye con inconvenientes, es porque tiene una viscosidad alta y se dice que es un fluido espeso. (Guevara, Franco, Garza, 2016)

➤ **Viscosidad dinámica (μ)**

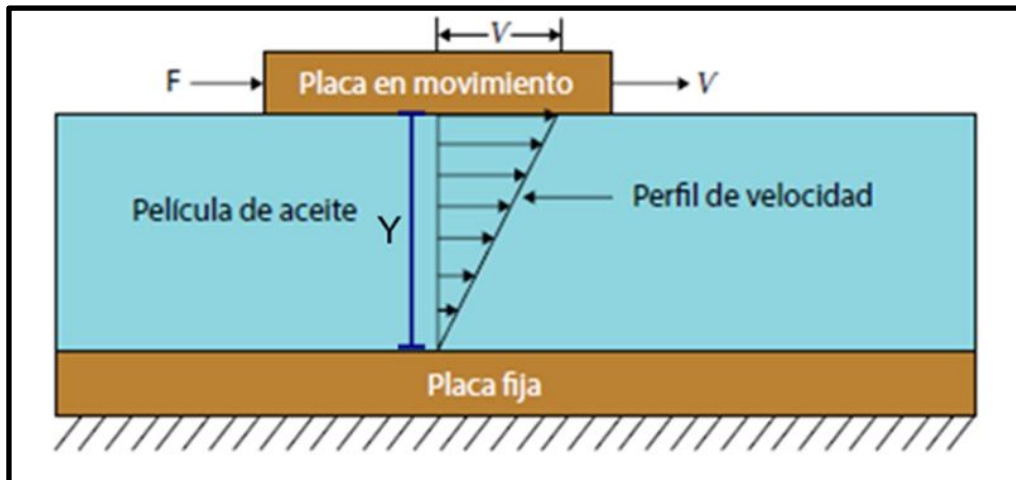
Llamada también viscosidad absoluta, es la medida de la resistencia que existe entre las capas de fluido cuando se deslizan una sobre otra. Se mide en poise, el cual se define como la fuerza de 1 dina usada para poner en movimiento una superficie de fluido de 1cm^2 sobre otra superficie idéntica y paralela ubicada a 1 cm de distancia con una velocidad relativa de 1 cm/s. Se sabe que al utilizar un fluido de alta viscosidad, se requerirá mayor fuerza para moverlo, por ello se dice que la viscosidad es una medida de la resistencia que el fluido opone para moverse. (Vickers,1981)

Figura 2.7: Medida de la viscosidad absoluta



Fuente: Manual de Oleohidráulica Industrial, Vickers Sperry

Figura 2.8: Viscosidad dinámica



Fuente: Potencia Fluida, Guevara 2016

$$\mu = \frac{\mathcal{T}}{v/y} = \frac{F/A}{V/Y} = \left(\frac{\text{esfuerzo de corte en el aceite}}{\text{gradiente de velocidad}} \right) \dots \dots \dots 2.5$$

Donde:

\mathcal{T} = Esfuerzo cortante en dyn/cm^2

V = Velocidad de la placa en cm/s

Y = Espesor de la película de aceite en cm

μ = Viscosidad dinámica en poise

F = Fuerza sobre la placa en dinas (dyn)

A = Área de contacto entre la placa y el aceite en cm^2

$$1 \text{ poise} = \frac{\text{dyn} \cdot \text{s}}{\text{cm}^2} = 0.1 \text{ pa} \cdot \text{s}$$

➤ **Viscosidad Cinemática (ν)**

Está relacionado con el tiempo tarda el fluido en deslizarse solo por acción de la fuerza de gravedad. Existen muchos instrumentos para medir esta magnitud, uno de ellos es la copa de viscosidad. matemáticamente se calcula realizando la división entre la viscosidad dinámica del fluido y su densidad. (Vickers,1981)

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \dots \dots \dots 2.6$$

- **Factores de selección de viscosidad**

El grado de viscosidad, está en función a la bomba que se usará y a la temperatura que tiene el fluido al entrar a la bomba. A continuación se muestra el cuadro de las mínimas viscosidades que debe tener el fluido en función de la bomba y la temperatura de operación.

Tabla 2.1: Grado de viscosidad

<i>Tipo de bomba</i>	<i>Grado ISO de viscosidad</i>		
	32	46	68
Paletas	60°C	70°C	78°C
Pistones radiales	38°C	50°C	60°C
Pistones axiales	60°C	70°C	78°C
Engranajes	60°C	70°C	80°C

Fuente: Oleohidráulica básica, Roca (1999)

- **Índice de viscosidad (VI)**

Nos indica la variación de la viscosidad en función a la temperatura. Si la consistencia del fluido se mantiene en un rango amplio de temperaturas, entonces, podemos decir que dicho fluido presenta un alto índice de viscosidad, pero si el fluido es espeso a bajas temperaturas y se vuelve delgado a mayores temperaturas, entonces, tiene un bajo índice de viscosidad. Es recomendable usar fluidos con alto índice de viscosidad en los circuitos hidráulicos. (Tecsup, 2004)

El VI (viscosity index), nos informa el cambio de viscosidad de un aceite al variar la temperatura. los aceites con un VI bajo, cambiarán notablemente su viscosidad respecto a los cambios de temperatura. Todo aceite que posee un VI alto, presenta una estabilidad en el valor de su viscosidad, es decir, los cambios son despreciables al variar la temperatura. (Guevara, Franco, Garza, 2016)

- **Punto de fluidez**

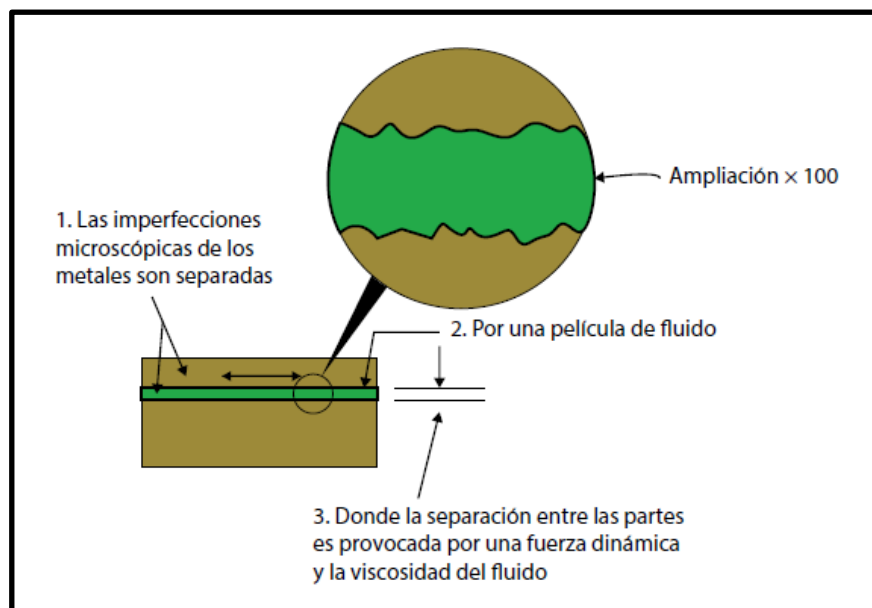
Se denomina así, a aquella temperatura más baja que permite al fluido desplazarse. El punto de fluidez es una especificación de importancia cuando el circuito hidráulico trabaja a muy bajas temperaturas. Por ello se recomienda que el aceite a usar, tenga un punto de fluidez que se encuentre 10°C inferior a la temperatura más baja que tenga el sistema hidráulico. (Vickers,1981)

- **Capacidad de lubricación**

Es una característica muy importante de los fluidos hidráulicos el cual consiste en reducir el desgaste de las piezas que presentan movimiento relativo entre sí. (Guevara, Franco, Garza, 2016)

El aceite con una viscosidad adecuada, será aquel que pueda entrar en el espacio que existe entre las piezas móviles para evitar un contacto directo entre metales y evitar así su desgaste prematuro. (Vickers,1981)

Figura 2.9: Lubricación en el contacto de metal contra metal.



Fuente: potencia fluida-Pearson Educación (2016)

- **Resistencia a la oxidación**

Este proceso químico reduce la duración del aceite. La oxidación forma lodos y ácidos que provocan la corrosión aumentando la viscosidad.

Aquellos aceites cuya composición química contiene carbono e hidrógeno, son muy propensos a la oxidación debido a que se combinan fácilmente con el oxígeno. Si se inicia el proceso de oxidación, entonces, los contaminantes, la agitación, las elevadas temperaturas y presión, todos estos factores agilizan el proceso de oxidación. Por lo general, cuando la temperatura del aceite es menor a 57°C, dicho aceite se oxida muy lentamente, pero si sobrepasamos esa temperatura, entonces, por cada 10°C en aumento la rapidez de oxidación se duplica. Muchos circuitos hidráulicos trabajan a elevadas temperaturas, por ello, al fabricar los aceites se añaden aditivos que le permitan al aceite resistir la oxidación. (Vickers,1981)

- **Cavitación**

Es la aparición de burbujas en un fluido, el cual, generalmente se origina durante la succión de la bomba debido a que en esa zona, la presión es tan baja que puede igualarse a la presión de vapor del fluido. Cuando se forman dichas burbujas y estas viajan a zonas de mayor presión, empiezan a implosionar liberando mucha energía el cual daña a la bomba. Cuando aparece la cavitación, se produce un sonido fuerte de manera intermitente disminuyendo considerablemente el rendimiento de la bomba hasta dejarla inservible. (Mott 2006)

2.2.6. Sistema hidráulico

Es un circuito hidráulico que necesita de una fuente de potencia el cual podría ser un motor eléctrico u otro tipo de motor que acciona una bomba para entregar energía al fluido y transportarlo en las zonas que se requiere realizar trabajo. El sistema hidráulico tiene ventajas sobre otros métodos de transmisión de energía. (Vickers,1981)

El sistema hidráulico se encuentra en muchas maquinarias debido, a las grandes fuerzas que se puede obtener, la facilidad de controlar la velocidad de los movimientos sea lineal o rotacional sin producir ruido ni vibraciones.

- **Ventajas**

- **Velocidad variable**

Los cilindros y motores hidráulicos, tienen la característica que se les puede variar la velocidad de su operación usando una válvula estranguladora de flujo que modifique el caudal suministrado por la bomba. a diferencia con los motores eléctricos, que en la mayoría funcionan a velocidad constante. (Vickers,1981)

- **Reversibilidad**

Un actuador hidráulico (cilindro o motor), puede invertir el sentido de su movimiento con mucha facilidad, para lograr ello, se debe incluir al sistema hidráulico una válvula direccional de 4 vías que genere el control de inversión. (Vickers,1981)

- **Protección contra las sobrecargas**

El sistema hidráulico queda protegido de las sobrecargas que se puedan originar en el circuito cuando se usa una válvula limitadora de presión. Dicho componente se regula a la presión deseada que requiere el sistema, pero, cuando la presión del sistema excede al taraje de la válvula, dicha válvula desvía parte del caudal hacia al depósito cuidando al circuito de la sobrecarga. (Vickers,1981)

- **Fácil bloqueo**

Los actuadores hidráulicos como por ejemplo un cilindro, pueden detener su movimiento en el instante que uno desee. Si experimenta una sobrecarga, simplemente queda bloqueado sin dañarse debido a que la válvula de seguridad, direcciona el caudal de la bomba hacia el depósito aliviando el sistema. (Vickers,1981)

Otras ventajas:

- Facilidad de conseguir considerables fuerzas y torques. (Tecsop, 2004)
- Exactitud de movimientos y posiciones (Tecsop, 2004)

- Fácil control y regulación (Tecsup, 2004)
- Relación (peso/ potencia) pequeña (Tecsup, 2004)
- Velocidad variable (Tecsup, 2004)
- Autolubricación, todos los componentes metálicos del circuito, quedan lubricados (Tecsup, 2004)
- Movimiento libre de vibraciones.
- El movimiento de las partes móviles es preciso a causa de la incompresibilidad del aceite.
- Movimientos muy silenciosos.

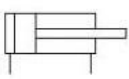

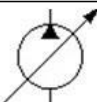
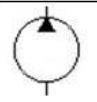
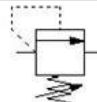

















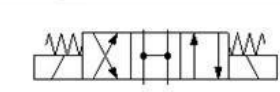
- **Desventajas**

- Elevadas pérdidas en forma de calor. (Tecsup, 2004)
- Sensibilidad a la suciedad, siendo el principal motivo de falla (70% al 80% promedio). (Tecsup, 2004)
- Dependencia del grado de viscosidad con elevadas temperaturas, lo cual es una limitante. (Tecsup, 2004)
- Fugas internas, manifestándose en reducción de velocidad y presión. (Tecsup, 2004)

- **Simbología hidráulica**

La norma DIN ISO 1219, nos muestra los símbolos de los componentes de los sistemas hidráulicos y neumáticos.

Figura 2.10: Símbolos hidráulicos

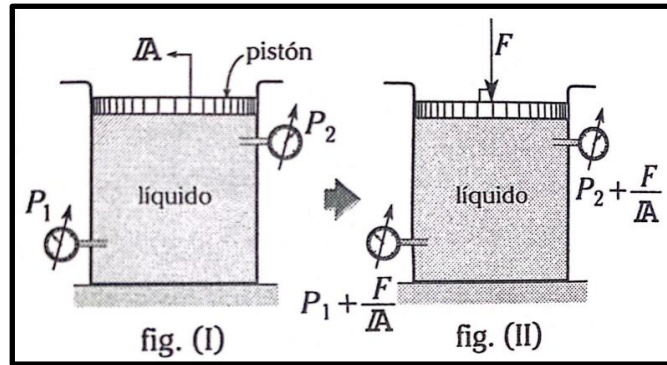
	Cilindro hidráulico de doble efecto		Motor hidráulico
	Bomba variable		Bomba de caudal fijo
	Válvula limitadora de presión, mando directo.		Filtro
	Válvula estranguladora ajustable.		Válvula doble antirretorno desbloqueable
	Válvula antirretorno con presión de apertura (con muelle)		Manómetro
	Presostato		Termómetro
	Válvula de bola		Enfriador
	Calentador		Visor de nivel
	Válvula de bola		Válvula estranguladora antirretorno
	Motor eléctrico		Interruptor de fin de curso
	Manguera		Switch de temperatura
	Válvula distribuidora 4/3 vías accionamiento con solenoides, retorno por resortes		

Fuente: <https://es.scribd.com/document/377531022/material-simbologia-simbolos-neumatica-normas-din-iso-1219-graficos-figuras-significados-pdf>

2.2.7. Ley de Pascal

El físico francés Blaise Pascal (1623-1662), mencionó que la variación de presión que le ejercemos a un líquido o gas es transmitida por éste en todas las direcciones sin alterar su valor.

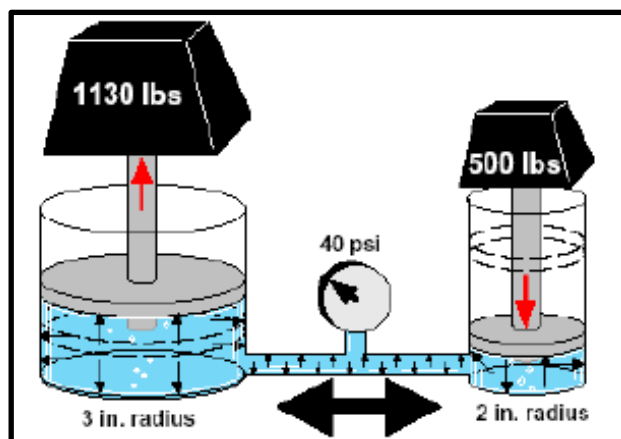
Figura 2.11: Ley de pascal



Fuente: Física, una visión analítica del movimiento, volumen II. Instituto de Ciencias y Humanidades

En la figura 1 podemos observar un recipiente con un líquido confinado en el cual los manómetros registran una presión inicial. En la figura 2 se procede a aplastar el émbolo comunicando una presión al líquido cuyo valor es (F/A) . Las partículas del líquido como interactúan en distintas direcciones transfieren la presión adicional recibida el cual llega de forma simultánea a todas las partes del recipiente con el mismo valor. (Instituto de Ciencias y Humanidades, 2008)

Figura 2.12: Uso del principio de Pascal

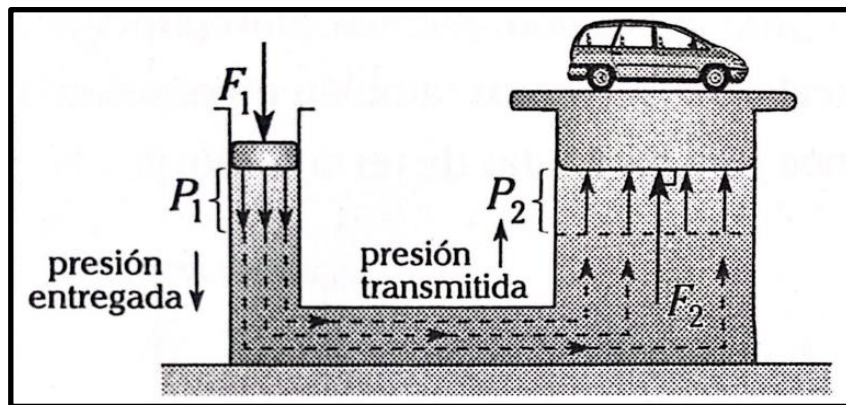


Fuente: Mantenimiento hidráulico maquinaria pesada. Tecsup (2004)

2.2.8. Prensa hidráulica

Es una máquina hidráulica cuyo funcionamiento se basa en el principio de Pascal. Dicha máquina nos permite multiplicar (incrementar) el módulo de la fuerza aplicada y con ello se puede triturar piedras, prensar triplay o cartón, entre otros usos también tenemos los elevadores o gatos hidráulicos, no se limitan a un solo uso. (Instituto de Ciencias Humanidades, 2008)

Figura 2.13: Sistema hidráulico elevador



Fuente: Física, una visión analítica del movimiento, volumen II. Instituto de Ciencias y Humanidades

Sobre el émbolo de área A_1 al actuar la fuerza F_1 se ejerce presión sobre el líquido, el cual lo transmite sin alteración hasta el émbolo de área A_2 . Como la presión ejercida sobre A_1 es transmitida a A_2 según el principio de Pascal, estas presiones son:

$$P_1 = P_2$$

entonces: $\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}$

$$\therefore F_2 = \left(\frac{A_1}{A_2}\right)F_1 \dots\dots\dots 2.7$$

Donde: $\frac{A_1}{A_2} > 1$

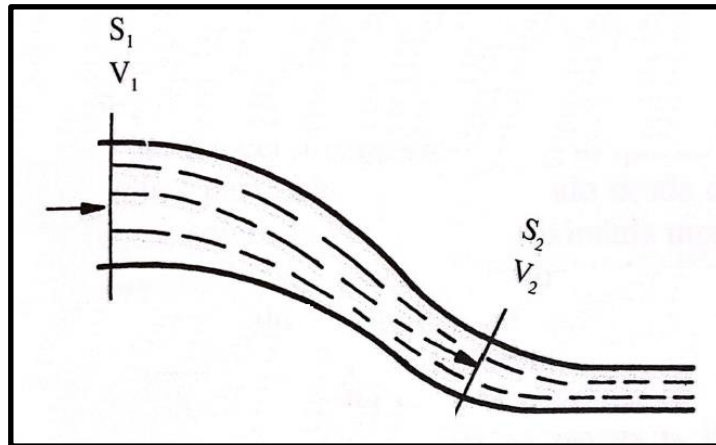
Cuando se diseña tal dispositivo se hace que $A_2 > A_1$, con ello se obtiene que $F_2 > F_1$. Esto significa que luego de ejercer una fuerza sobre el émbolo pequeño se obtendrá una fuerza de mayor valor, es decir, el dispositivo tiene el efecto de multiplicar la fuerza. Con ayuda de tal máquina hidráulica se puede elevar cargas

pesadas como por ejemplo un auto, un camión. (Instituto de Ciencias y Humanidades, 2008)

2.2.9. Ecuación de continuidad

Según Cengel (2006), la ecuación de continuidad, es una consecuencia de la conservación de la masa el cual expresa lo siguiente:

Figura 2.14: Ecuación de continuidad



Fuente: Oleohidráulica, Serrano 2002

$$S_1V_1 = S_2V_2 = Q = \text{Constante} \dots\dots\dots 2.8$$

siendo:

S_1 y S_2 = Secciones transversales del conducto

V_1 y V_2 = Velocidades medias

Q = Caudal

- **Caudal**

Es la medida de la relación entre el volumen de un fluido que pasa por la sección de un conducto y el tiempo. (serrano, 2002)

$$Q = \frac{V}{t} \dots\dots\dots 2.9$$

2.2.10. Teorema de Bernoulli

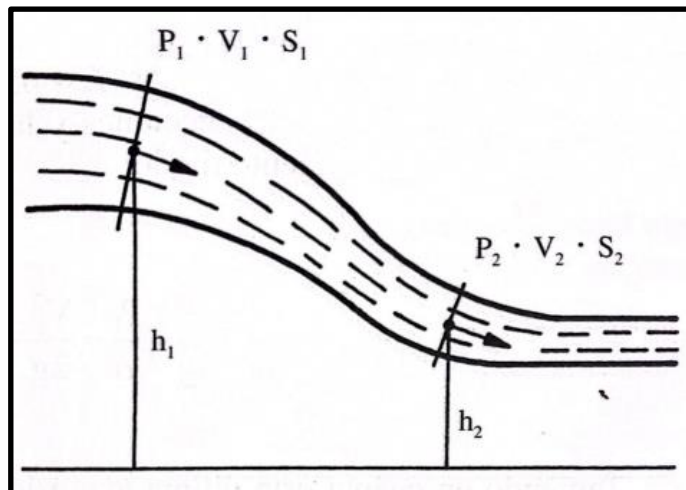
Se basa en la conservación de la energía de un fluido ideal incompresible. nos relaciona la presión, velocidad y altura que tiene dicho fluido en un determinado

punto de su trayectoria. Es válida en regiones de flujo estacionario. (Cengel, 2006)

Al trasladarse el fluido, su energía potencial gravitatoria existente en las partículas por su diferencia de nivel entre uno y otro punto, su energía térmica, su energía de presión y la energía cinética, están en constante cambio. Si se considera un fluido ideal, el teorema de Bernoulli permite relacionar todas las energías descritas. (serrano,2002)

Si tomamos en cuenta un conducto similar a lo anterior, y analizamos dos secciones transversales S_1 y S_2 , situadas a una altura h_1 y h_2 desde un plano de referencia, el teorema de Bernoulli expresa lo siguiente:

Figura 2.15: Teorema de Bernoulli



Fuente: Oleohidráulica, Serrano 2002

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + h_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + h_2 \quad \dots\dots\dots 2.10$$

donde:

P_1 y P_2 = Presiones estáticas

V_1 y V_2 = Velocidades del fluido en las secciones S_1 y S_2

h_1 y h_2 = Alturas, medidas desde el nivel de referencia

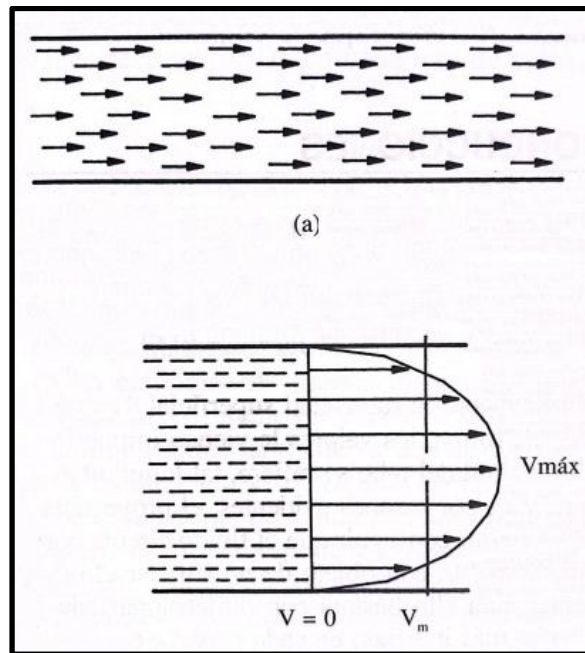
g = Aceleración de la gravedad

γ = Peso específico

2.2.11. Régimen laminar

Cuando las partículas del fluido circulan a velocidades reducidas y lo hacen en línea recta de forma paralela al eje del tubo, se dice que el flujo es laminar. De todas maneras, existe pérdida de energía debido a la fricción del líquido con la pared interior de dicho conducto y el rozamiento interno entre partículas del fluido. Ello trae como consecuencia que el fluido pierda presión a lo largo de su movimiento. (Serrano, 2002)

Figura 2.16: Régimen laminar



Fuente: Oleohidráulica, Serrano 2002

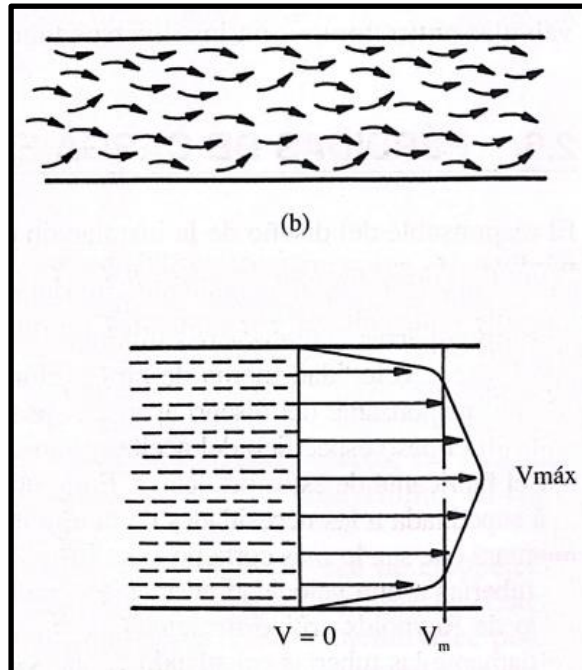
Según el gráfico podemos notar, que las partículas pegadas a la pared de la tubería, tienen velocidad cero. Pero, mientras nos vamos acercando hacia el centro del tubo, la velocidad va aumentando presentando su máximo valor en el eje de dicha tubería. Trabajaremos con la velocidad media V_m del fluido, el cual se considera constante a lo largo de su trayectoria.

2.2.12. Régimen turbulento

Se denomina así al flujo donde las partículas realizan unos trayectos desordenados, es decir, su velocidad cambia constantemente de dirección al entrecruzarse entre sí generando torbellinos. Ello ocurre cuando la velocidad

media alcanza un cierto valor, que se le denomina velocidad crítica. (Serrano, 2002)

Figura 2.17: Régimen turbulento



Fuente: Oleohidráulica, Serrano 2002

2.2.13. Número de Reynolds

Es un número adimensional cuyo valor nos permite diferenciar el tipo de régimen que presenta un fluido en una tubería. (Serrano, 2002)

Tal número se obtiene con la siguiente ecuación:

$$R_e = \frac{\rho V D}{\mu} \dots\dots\dots 2.11$$

Donde:

ρ = Densidad

V = Velocidad media

D = Diámetro interior de la tubería

μ = Viscosidad dinámica

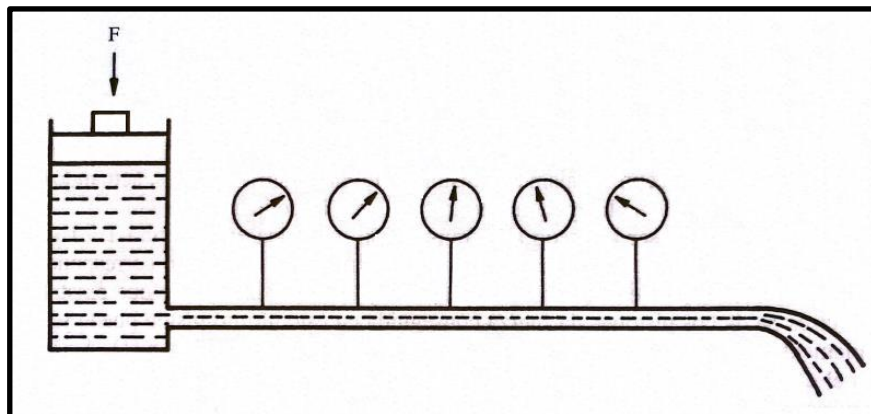
Según Serrano (2002), nos dice que en las tuberías cilíndricas de pared lisa, la velocidad crítica, es decir, la velocidad de transición para que un fluido pase de un régimen laminar a uno turbulento, se alcanza cuando el número de Reynolds es:

$$R_e = 2300$$

2.2.14. Pérdida de presión en un conducto

En el siguiente gráfico se observa que al ejercer en el émbolo una fuerza F , logramos que el líquido contenido en el recipiente, fluya a lo largo de la tubería hasta llegar al exterior. Durante su movimiento cada uno de los manómetros instalados muestra cómo el fluido va perdiendo presión conforme se desplaza. (Serrano, 2002)

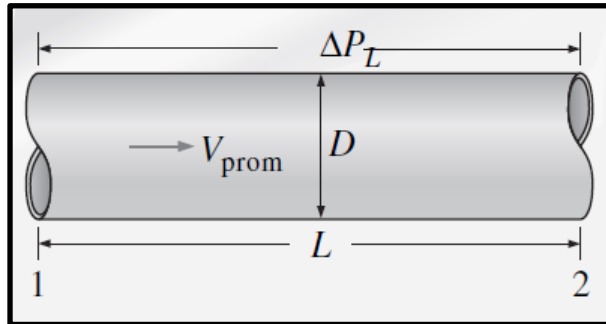
Figura 2.18: Pérdida de presión en un conducto



Fuente: Oleohidráulica, Serrano 2002

Las pérdidas de presión de un fluido, dependen de la aspereza del interior del tubo, su longitud y su sección transversal. También depende de la densidad del fluido y la velocidad media. (Serrano, 2002)

Figura 2.19: Pérdida de presión en tuberías



Fuente: Mecánica de Fluidos fundamentos y aplicaciones, Cengel (2006)

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2} \dots\dots\dots 2.12$$

Donde:

ΔP = Pérdida de presión

f = Factor de fricción de Darcy, donde:

$$f = \frac{64}{Re} \text{ (para régimen laminar) } \dots\dots\dots 2.13$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) \text{ (para régimen turbulento) } \dots\dots\dots 2.14$$

L = Longitud del tramo de la tubería

D = Diámetro interior de la tubería

ρ = densidad del aceite

V = Velocidad media del aceite

ε = Rugosidad absoluta

Tabla 2.2: Valores de rugosidad para tuberías

Material	Rugosidad ϵ	
	ft	mm
Vidrio, plástico	0 (liso)	
Concreto	0.003-0.03	0.9-9
Duela de madera	0.0016	0.5
Hule, alisado	0.000033	0.01
Tubería de cobre o latón	0.000005	0.0015
Hierro fundido	0.00085	0.26
Hierro galvanizado	0.0005	0.15
Hierro forjado	0.00015	0.046
Acero inoxidable	0.000007	0.002
Acero comercial	0.00015	0.045

Fuente: Mecánica de Fluidos fundamentos y aplicaciones, Cengel (2006)

Tabla 2.3: Valores de diámetros interiores para tubos de acero cedula 40

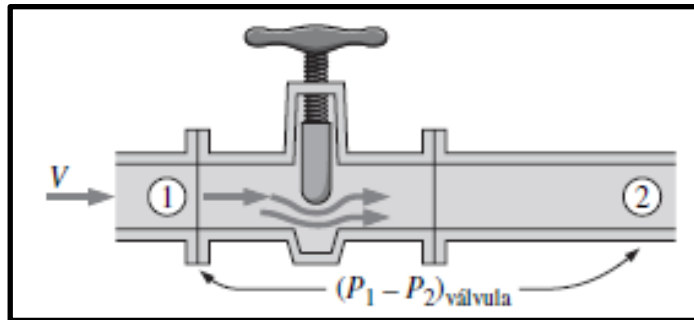
Tamaño nominal, in	Diámetro interior real, in
$\frac{1}{8}$	0.269
$\frac{1}{4}$	0.364
$\frac{3}{8}$	0.493
$\frac{1}{2}$	0.622
$\frac{3}{4}$	0.824
1	1.049
$1\frac{1}{2}$	1.610
2	2.067
$2\frac{1}{2}$	2.469
3	3.068
5	5.047
10	10.02

Fuente: Mecánica de Fluidos fundamentos y aplicaciones, Cengel (2006)

2.2.15. Pérdida de presión en accesorios

En un sistema hidráulico, cuando el fluido experimenta cambios bruscos en la dirección de su movimiento o pasa por los diversos componentes del circuito, por ejemplo en las válvulas distribuidoras, los reguladores de caudal, las válvulas antirretornos y racores, las pérdidas de carga o presión, son inevitables. (Serrano, 2002)

Figura 2.20: Sección de tubería con válvula



Fuente: Mecánica de Fluidos fundamentos y aplicaciones, Cengel (2006)

$$\Delta P = k \frac{\rho V^2}{2} \dots\dots\dots 2.15$$

Donde:

k = coeficiente de resistencia (Los de los componentes hidráulicos, experimentalmente hallan el valor el valor de K)

2.2.16. Componentes de un sistema hidráulico

- **Cilindro Hidráulico**

Es el que convierte la energía hidráulica en energía mecánica. Gracias al caudal de aceite proporcionado por la bomba, pueden realizar trabajo mecánico de forma lineal en un movimiento de avance y retroceso. (Serrano, 2002)

Figura 2.21: Cilindro Hidráulico



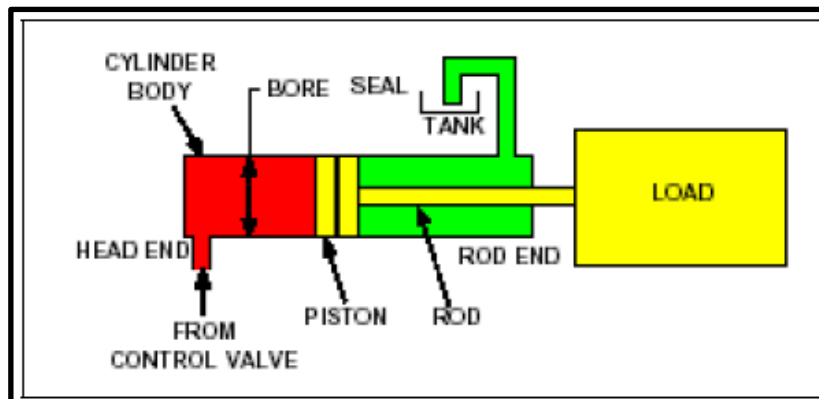
Fuente: Empresa ASEREME EIRL

➤ **Tipos de cilindros**

- **Cilindro de simple efecto**

Son aquellos que son impulsados por el fluido en una dirección. Dicho fluido ingresa al cilindro empujando el émbolo para que el vástago se extienda realizando trabajo. El peso de la carga es el que retrae el vástago o en otros casos, es retraído por un resorte interno. (Tecsup, 2004)

Figura 2.22: Cilindro de simple efecto



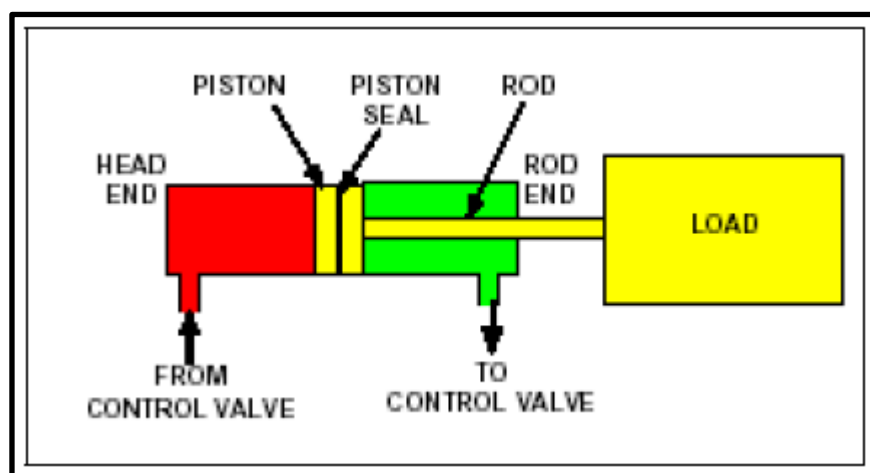
Fuente: Mantenimiento hidráulico maquinaria pesada. Tecsup (2004)

- Cilindro de doble efecto

Son aquellos que son impulsados hidráulicamente en 2 direcciones. El fluido ingresa a presión por uno de los extremos del cilindro empujando el émbolo para extender el vástago, mientras que por el otro extremo el aceite regresa al tanque. Este proceso puede llevarse en forma inversa con este tipo de cilindro. (Tecsup, 2004)

Según Vickers (1981), a este tipo de cilindro también se le denomina cilindro diferencial porque el vástago ocupa una parte del área de una de las caras del pistón, haciendo que el área efectiva en ambas caras sea distinta. Por ello, la velocidad de salida del vástago, es menor a la velocidad con la que se retrae el vástago.

Figura 2.23: Cilindro de doble efecto



Fuente: Mantenimiento hidráulico maquinaria pesada. Tecsup (2004)

➤ Construcción del cilindro hidráulico

El cilindro hidráulico está conformado por un tubo llamado también barril o barrel en inglés, un pistón o émbolo, vástago, tapas y sellos. El tubo está compuesto por acero estirado en frío sin soldaduras y con muy buena rectificación en su superficie interior. El émbolo por lo general es de hierro fundido o material de acero y lleva incorporados sellos para evitar las fugas de aceite entre las cámaras del cilindro. Para soportar cargas y controlar velocidades lentas, se utilizan anillos "T" o juntas tóricas "o" con dos anillos de apoyo. El retén del vástago y el anillo limpiador los cuales

están hechos de caucho, protegen al aceite contra las impurezas.
(Vickers,1981)

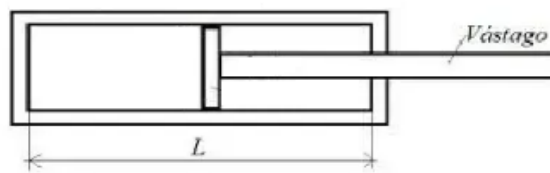
➤ **Fórmulas para aplicaciones de cilindros**

- **Área del émbolo**

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \dots\dots\dots 2.16$$

- **Volumen de aceite en el cilindro**

Figura 2.24: Volumen de aceite en el cilindro



Fuente: <https://es.scribd.com/document/339436551/Calculo-Del-Cilindro-Hidraulico#>

$$V = \frac{A \times L}{1000} \dots\dots\dots 2.17$$

Donde:

V: Volumen en litros

A: Área del émbolo en cm²

L: Carrera en cm

- **Fuerza a una presión dada**

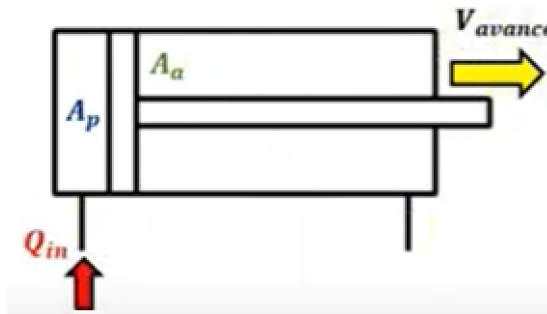
$$\text{Fuerza (kgf)} = \text{presión(kgf/cm}^2\text{)} \times \text{área del pistón(cm}^2\text{)} \dots\dots 2.18$$

- **Cálculo del caudal en función de la velocidad y el área del émbolo.**

$$\text{Caudal (l/min)} = 6 \times \text{velocidad(cm/s)} \times \text{área del pistón(cm}^2\text{)} \dots\dots 2.19$$

- **Velocidad de salida del vástago**

Figura 2.25: Velocidad de avance



Fuente: <https://youtu.be/P7PNGcLC6bc>

$$\text{velocidad (cm/s)} = \frac{\text{caudal(l/min)}}{6 \times \text{área del pistón(cm}^2\text{)}} \dots\dots\dots 2.20$$

De la figura:

A_p = Área del pistón

A_a = Área anular del pistón

También:

$$v = \frac{L}{t} \dots\dots\dots 2.21$$

v = Velocidad en (m/s)

L = Longitud de salida del vástago en metros

t = Tiempo de salida del vástago en segundos

➤ **Fallas en cilindros hidráulicos**

Un cilindro es el componente que más trabaja en un circuito hidráulico. Presentan las siguientes fallas: (Tecsup, 2004)

- Fugas entre cámaras y fugas exteriores por las costuras de soldadura.
- Golpes
- Picaduras y rayaduras debido a los contaminantes del aceite
- Desgaste de sellos

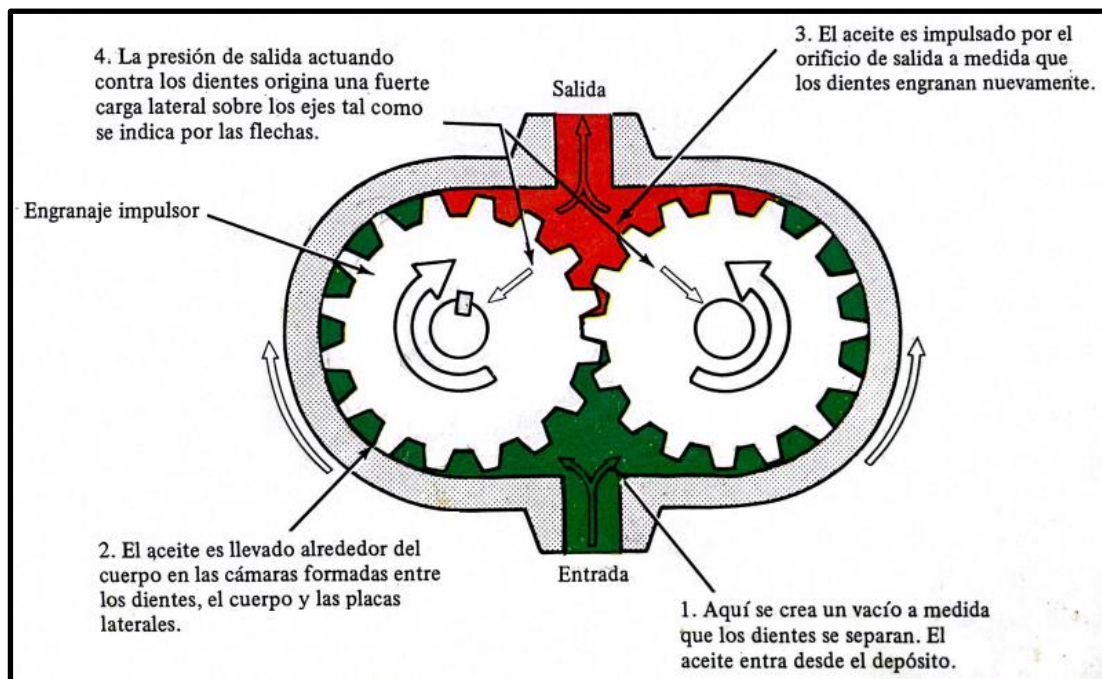
- Vástagos doblados debido a mala operación o sobrecarga
- Fugas de aceite

- **Bomba hidráulica**

- **Bomba de engranaje**

Está constituida por dos ruedas dentadas engranadas entre sí, las cuales producen caudal al transportar el fluido entre sus dientes. Solo uno de los engranajes está conectado a un eje motriz y el otro es libre. Al funcionar la bomba se produce una succión del fluido y conforme se van alejando los dientes lo impulsa hacia el extremo opuesto de la bomba. El espacio conformado entre el extremo de los dientes de los engranajes y la carcasa de la bomba, tiene una tolerancia reducida, por ello el fluido no puede retornar a la cámara de succión siendo forzado a salir con presión. (Roca,1999)

Figura 2.26: Bomba de engranajes



Fuente: Manual de Oleohidráulica Industrial, Vickers Sperry

Este tipo de bomba presenta las siguientes ventajas: construcción simple, bajo costo y fácil sustitución de los componentes. Con respecto a las desventajas se tiene: sensible a la suciedad, ruidos molestos a altas

presiones o velocidades, e imposibilidad de una regulación simple del volumen de trabajo. (Jara,1998)

- **Caudal en bomba hidráulica**

$$Q = \frac{V_d f n_v}{1000} \dots\dots\dots 2.22$$

Q = Caudal suministrado en l/min

V_d = Volumen desplazado por la bomba en cm^3/rev

f = Frecuencia de las revoluciones del motor eléctrico en RPM

n_v = Eficiencia volumétrica

Potencia de la bomba

$$Pot = \frac{PQ}{600} \dots\dots\dots 2.23$$

Donde:

Pot = Potencia en Kw

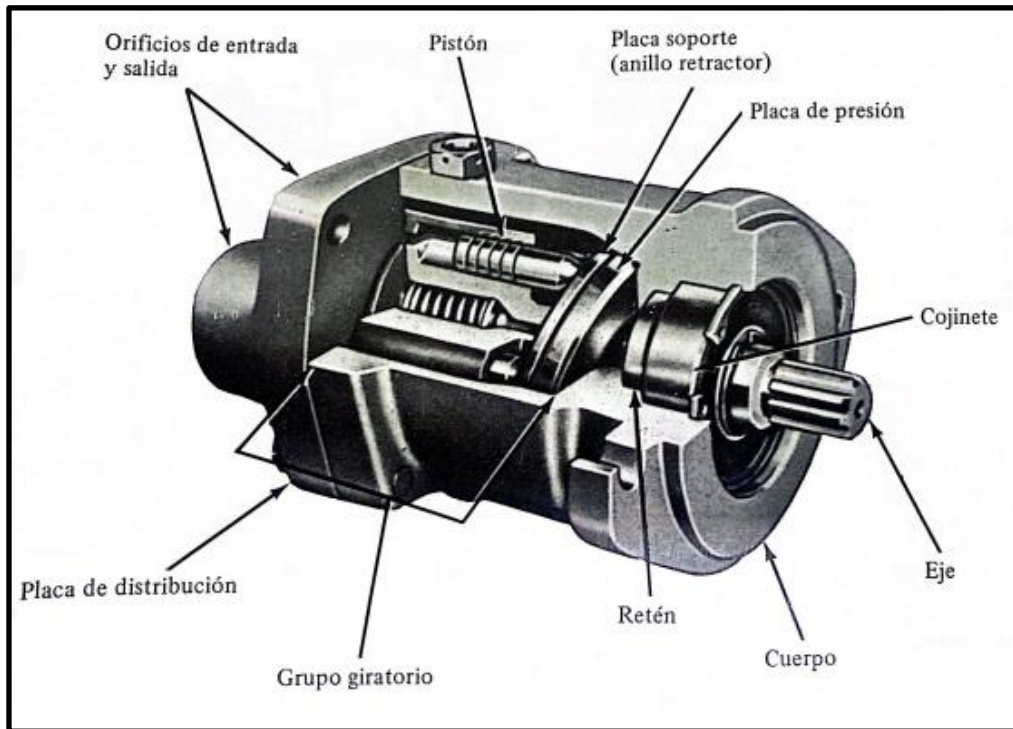
P = presión del fluido en bar

Q = Caudal medido en l/min

➤ **Bomba de Pistones**

Tienen el mismo principio de funcionamiento que las bombas oscilantes. En lugar de utilizar un solo pistón, presentan muchos pistones cada uno con su respectivo cilindro. Un eje motriz, provoca el movimiento de vaivén de los pistones haciendo que estos aspiren el fluido y posteriormente lo expulsan produciendo el caudal durante su carrera de compresión. (Roca,1998)

Figura 2.27: Bomba de pistones



Fuente: Manual de Oleohidráulica Industrial, Vickers Sperry

- **Motor eléctrico**

Es una máquina cuya función es convertir la energía eléctrica que recibe en energía mecánica. También lo podemos encontrar de forma reversible, es decir, algunos motores pueden convertir la energía mecánica en energía eléctrica al cual se les denomina generadores.

$$Pot = \frac{PQ}{600n} \dots\dots\dots 2.24$$

Donde:

Pot = Potencia en Kw

P = presión del fluido en bar

Q = Caudal en l/min

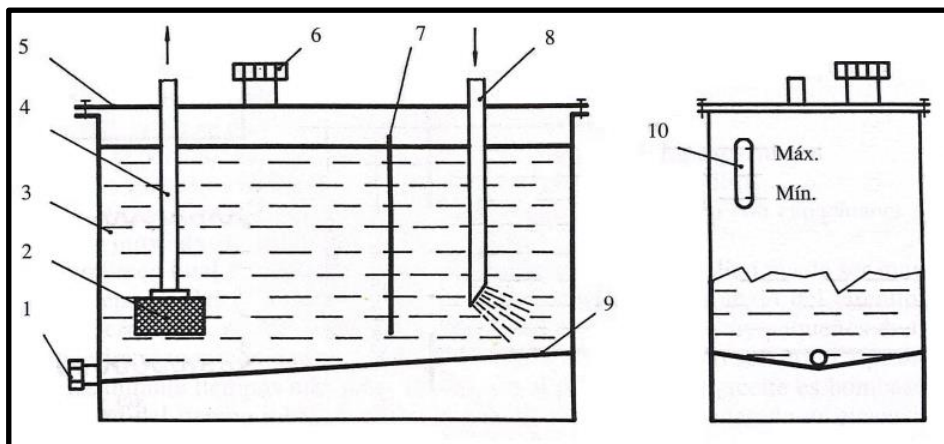
n = Eficiencia del motor eléctrico

- **Depósito hidráulico**

Su función es almacenar la cantidad de aceite requerido por los elementos de trabajo garantizando una reserva mínima en el circuito. El tanque hidráulico también está diseñado para enfriar el aceite a través de sus paredes. (Serrano, 2002)

El depósito hidráulico cuenta con los siguientes elementos:

Figura 2.28: Componentes del tanque hidráulico



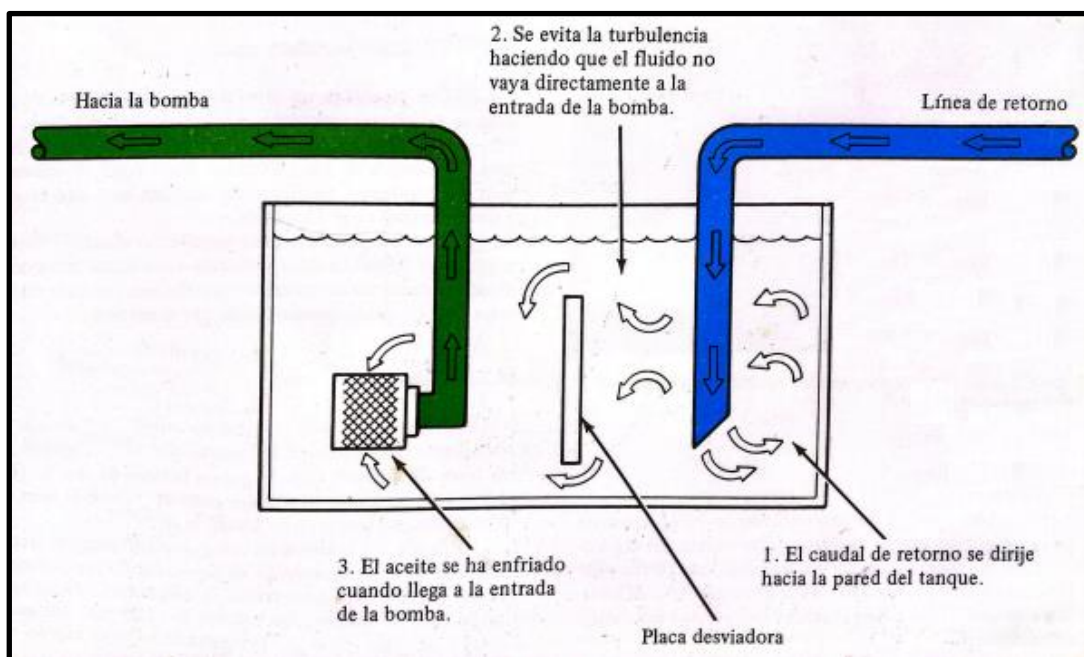
Fuente: Oleohidráulica, Serrano 2002

1. Tapa de drenaje: está ubicado en la parte más baja del tanque, nos permite retirar el aceite contaminado con agua o con sedimentos
2. Filtro: evita que alguna impureza entre al sistema durante la succión.
3. Aceite: permite transmitir presión al sistema
4. Tubería de succión o aspiración: por dicha tubería se suministra el aceite del tanque al sistema. se encuentra lo más alejado de la tubería de retorno para evitar las turbulencias del fluido.
5. Tapa superior del tanque: es una tapa amplia que permite el acceso al fondo del tanque con el objetivo de realizar limpiezas periódicas en su interior
6. Tapón de llenado de aceite: presenta un filtro de aceite para evitar algún contaminante. Va instalado en la parte superior del tanque.
7. Placa desviadora o plancha deflectora: ayuda a sedimentar en el fondo las impurezas que llegan con el aceite, permite separar el aire del fluido.

Dicha placa está abierta por la parte inferior, con una altura de paso del fluido entre 20 y 30 mm como mínimo.

8. Tubería de retorno: dicha tubería presenta en su extremo un corte de 45° con el objetivo de proyectar el aceite hacia la pared del tanque con el objetivo que el aceite disipe el calor ganado durante su operación de trabajo.
9. fondo: se construye con una ligera pendiente entre 5° a 8° aproximadamente con el objetivo de facilitar el vaciado del tanque durante el cambio de aceite.
10. Visor: nos permite revisar el nivel de aceite en el tanque. Este debe revisarse cuando el aceite está frío.

Figura 2.29: Placa desviadora controlando la dirección del caudal de retorno



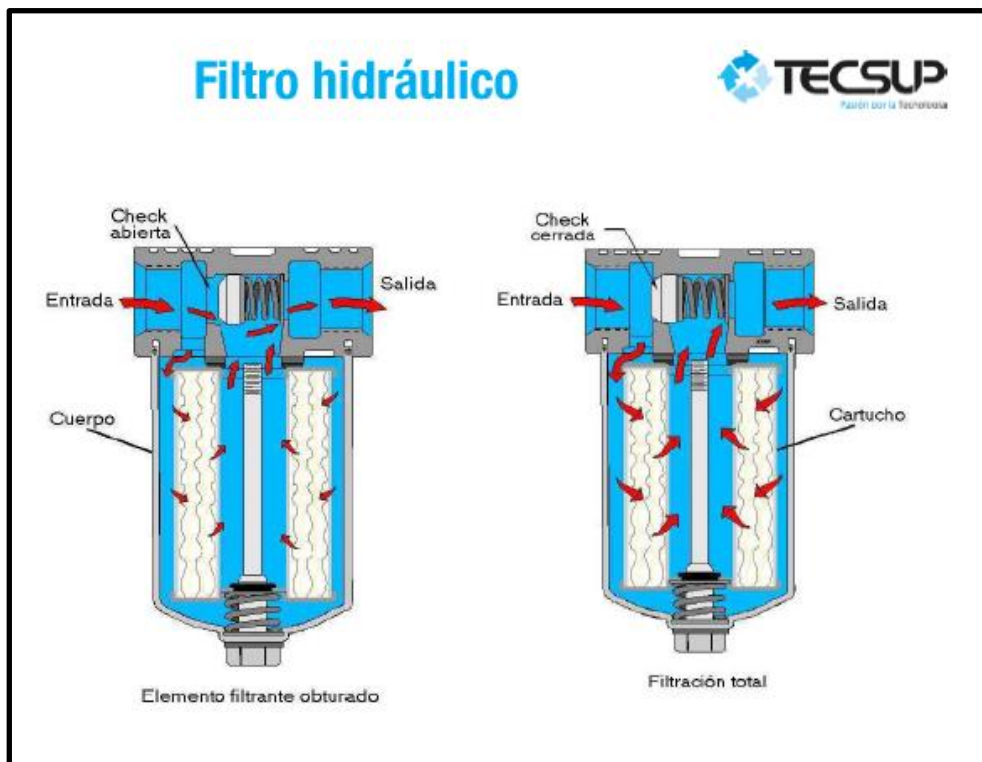
Fuente: Manual de Oleohidráulica Industrial, Vickers Sperry

- **Filtro hidráulico**

Elemento fundamental del circuito hidráulico que se encarga de retener, mediante un material poroso, los contaminantes que puedan aparecer en el fluido. (Vickers,1981)

Cuando las bombas, válvulas o cualquier mecanismo donde entre sus piezas exista rozamiento, se generan pequeñas partículas metálicas que son transportadas por el aceite por todo el sistema. Los cilindros hidráulicos también pueden contaminar al aceite con suciedad del exterior o con restos de caucho de los sellos en mal estado. Por ello, una forma de reducir al máximo la suciedad en todo el circuito, es la incorporación del filtro. Dicho elemento, debe cumplir la misión de retener algunas impurezas sólidas dañinas para el sistema, cuyos tamaños oscilan entre $1\mu\text{m}$ y unas $100\mu\text{m}$ aproximadamente. (Serrano, 2002)

Figura 2.30: Corte transversal del filtro hidráulico



Fuente: Mantenimiento hidráulico maquinaria pesada. Tecsup (2004)

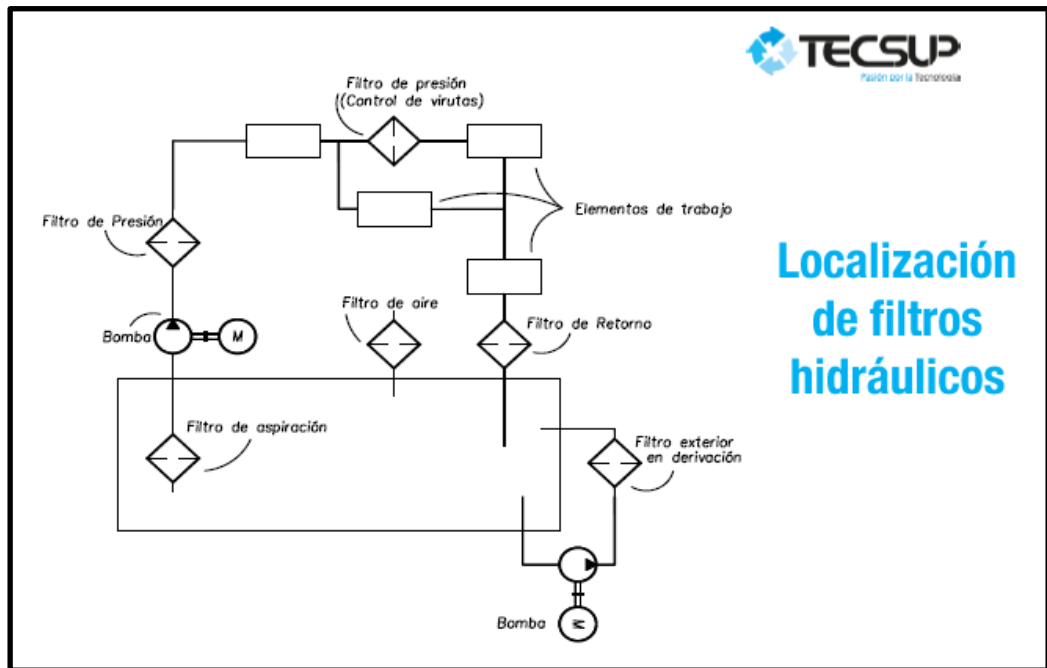
➤ **Filtro de presión**

Son aquellos que se instalan en la línea de presión. Se caracterizan por capturar partículas mucho más reducidas que los filtros de succión. Estos filtros soportan la presión de trabajo y son necesarios cuando hay elementos en el circuito que son muy poco tolerantes a la contaminación. (Vickers, 1981)

➤ **Filtro de retorno**

Se instala en la tubería de retorno. Es importante este filtro en circuitos que no poseen un depósito grande que permita que las impurezas se sedimenten en el fondo. Dicho filtro es prácticamente obligatorio en un circuito que contenga una bomba de alto rendimiento con tolerancias muy finas y que no puede ser protegida lo suficiente con un filtro de aspiración. (Vickers,1981)

Figura 2.31: Localización de filtros hidráulicos



Fuente: Mantenimiento hidráulico maquinaria pesada. Tecsup (2004)

Tabla 2.4: Grados de filtraje

Presiones en bar	Filtraje en μm
Hasta 70	de 100 a 125
100	90
140	60
200	20
A partir de 300	10
Condiciones especiales	5, 3 y 1

Fuente: Oleohidráulica, Serrano 2002

- **Manómetro**

Es un dispositivo cuya función es indicar la presión del fluido en aquellos puntos donde se ha instalado manómetro. Siempre es conveniente colocar un manómetro a la salida de la tubería de presión y lo más próximo posible, a la válvula de seguridad. Los manómetros nos permiten regular la válvula limitadora de presión y controlar la fuerza que ejercen los cilindros durante su trabajo. (Serrano, 2002)

- **Tuberías hidráulicas**

- **Tubería rígida**

Son empleados en aquellas conexiones donde los componentes hidráulicos se encuentran fijos. Generalmente se usan más los tubos rígidos hechos de acero y muy pocas veces los tubos que están hechos de cobre o latón. Dicho accesorio es fabricado según la norma DIN 2391 usando un acero con resistencia a la tracción de 320 N/mm^2 . (Serrano, 2002)

Tabla 2.5: Tuberías de acero

TUBERÍA DE ACERO				
Diámetro exterior mm	Diámetro interior mm	Espesor pared mm	Presión de trabajo bar	Presión de prueba bar
12	7	2,5	400	680
14	10	2	290	490
15	12	1,5	210	360
16	12	2	260	440
16	10	3	370	620
18	15	1,5	180	300
20	16	2	210	360
20	14	3	300	510
22	18	2	190	330
25	20	2,5	210	360
25	19	3	250	420
25	17	4	320	540
28	22	3	220	380
30	24	3	210	360
30	22	4	270	460
30	20	5	330	560
35	29	3	180	310
38	30	4	220	370
38	28	5	270	460
42	36	3	150	260

Fuente: Oleohidráulica, Serrano 2002

Tabla 2.6: Tuberías de cobre

TUBERÍA DE COBRE				
Diámetro exterior mm	Diámetro interior mm	Espesor pared mm	Presión de trabajo en bar	Presión de rotura en bar
4	2	1	550	2200
5	3	1	350	1400
6	4	1	275	1100
8	6	1	182	730
10	8	1	138	550
12	10	1	110	440
14	12	1	90	360
15	13	1	82	330
16	14	1	78	310
18	16	1	68	270
20	18	1	60	240

Fuente: Oleohidráulica, Serrano 2002

➤ **Tubería flexible (mangueras hidráulicas)**

Presenta dos capas que están compuestas de los siguientes materiales: interiormente presenta una capa hecha de caucho, plástico o caucho sintético el cual permite que sea muy flexible y no se colapse ni reviente bajo presión. Exteriormente presenta una capa hecha de caucho que contiene una malla resistente a la oxidación. (TECNIMAN,2023)

Figura 2.32: Mangueras hidráulicas de alta presión

SAE 100 R1AT EN-853 1SN

CARACTERÍSTICAS	Manguera con cubierta interior de caucho sintético negro resistente al aceite hidráulico y cubierta exterior de caucho sintético resistente al aceite, abrasión y a la intemperie. Además va reforzada con una malla metálica.
APLICACIONES	Manguera idónea para su uso en líneas de baja y media presión. Apta para fluidos basados en petróleo, agua y para aceites y lubricantes.
TEMPERATURAS	De -40°C a +100°C, hasta +125°C en uso discontinuo.

Fuente: Catálogo general TECNIMAN, 2022

Tabla 2.7: Especificación de mangueras hidráulicas

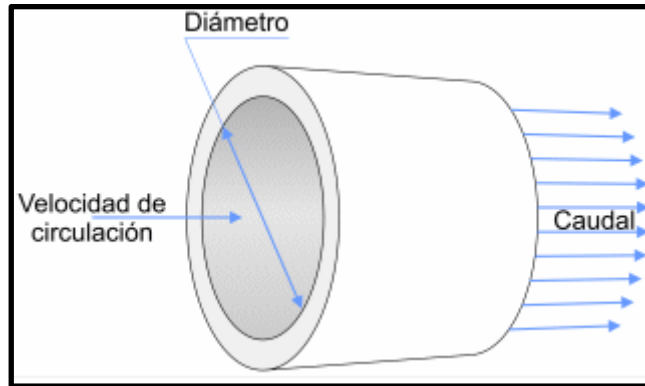
Ø Interior pulgadas	Ø Interior mm.	Ø Exterior mm.	Presión trabajo bar	Presión rotura bar	Radio curvatura mm.
1/4"	6,4	13,4	225	900	100
5/16"	7,9	15	215	850	115
3/8"	9,5	17,4	180	720	130
1/2"	12,7	20,6	160	640	180
5/8"	15,9	23,7	130	520	200
3/4"	19	27,7	105	420	240
1"	25,4	35,6	88	350	300
1" 1/4	31,8	43,5	63	250	420
1" 1/2	38,1	50,6	50	200	500
2"	50,8	64	40	160	630

Fuente: Catálogo general TECNIMAN, 2022

Según Mott (2006), las mangueras hidráulicas están hechas de butil caucho, caucho sintético, caucho de silicón, elastómeros termoplásticos y nylon. Tiene un refuerzo trenzado conformado de un alambre de acero, kevlar, poliéster y tela. En la norma SAE J517, HYDRAULIC HOSE se

fabrican muchos tipos y tamaños en función de la presión del fluido y su caudal o velocidad.

Figura 2.33: Cálculo de diámetro de tubería



Fuente: <https://www.calculartodo.com/hidraulico/caudal-velocidad-de-circulacion.php>

$$D = \sqrt{\frac{(Q)(66.6)}{(V)(\pi)}} \dots\dots\dots 2.25$$

Donde:

D = Diámetro en mm

Q = Caudal en l/min

v = Velocidad en m/s

- **Válvulas**

- **Válvulas reguladoras de presión**

Son aquellas que se instalan en las líneas donde se requiere controlar la presión. (Serrano, 2002)

- **Válvula limitadora de presión**

Llamada también válvula de seguridad. Su misión es proteger al sistema hidráulico de alguna sobrecarga que pudiera surgir y también, proteger al motor eléctrico que acciona la bomba. Si se presenta una sobrecarga de presión, este componente se abre y direcciona parte del fluido hacia el depósito. (Serrano, 2002)

➤ **Válvula reguladora de caudal**

Cuando lo colocamos cerca de un cilindro, su función principal es modificar el caudal que llega a dicho actuador con el objetivo de controlar su velocidad de trabajo. Al trabajar con bombas de caudal constante, estas válvulas durante el proceso de estrangulamiento, activan a la válvula limitadora de presión enviando parte del fluido hacia el depósito. (Serrano, 2002)

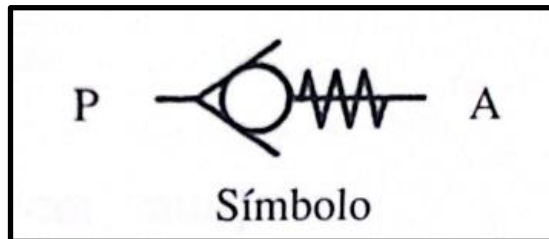
➤ **Válvula direccional**

Es el componente encargado de cambiar la dirección del movimiento del fluido o impedir su paso por los conductos. Gracias a este componente, podemos detener o dar inicio al movimiento del vástago de un determinado cilindro. (Serrano, 2002)

➤ **Válvula antirretorno**

Es un dispositivo que puede permite el paso de un fluido en un sentido, pero no en sentido contrario. (Serrano, 2002)

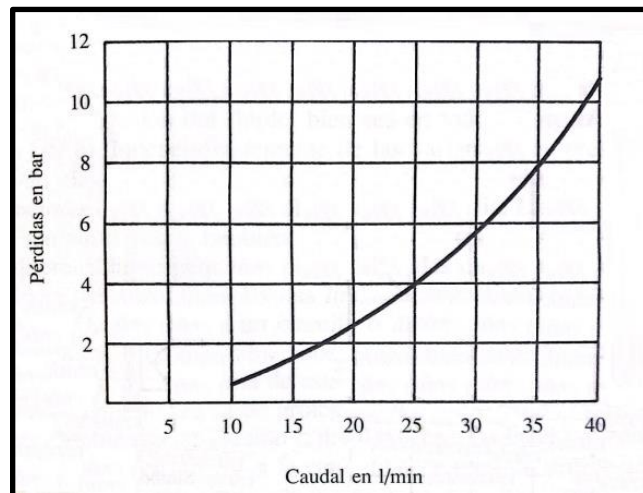
Figura 2.34: Simbología de la válvula antirretorno



Fuente: Oleohidráulica, Serrano 2002

Este tipo de válvula, cuando el fluido circula de (P) hacia (A), se genera una caída de presión que se muestra en la siguiente gráfica, el cual corresponde a una válvula cuyo caudal máximo es 40 l/min y una presión máxima admisible de 250 bar.

Figura 2.35: Pérdidas de carga en válvula antirretorno



Fuente: Oleohidráulica, Serrano 2002

2.2.17. Análisis Económico con indicadores VAN y TIR

A. Valor Actual Neto (VAN):

Según Muñoz (2015), indica que “Es un criterio de evaluación en la que se mide los flujos de ingresos y egresos a futuro que tendrá un determinado proyecto, para definir, si luego de restar la inversión inicial, queda una ganancia.

Figura 2.36: Interpretación del VAN

Valor	Significado	Decisión a Tomar
VAN>0	La inversión produciría ganancias	El proyecto puede aceptarse
VAN<0	La inversión produciría pérdidas	El proyecto debería rechazarse
VAN=0	La inversión no produciría ni ganancias ni pérdidas	Dado que el proyecto no agrega valor monetario, la decisión debería basarse en otros criterios, tales como la obtención de un mejor posicionamiento en el mercado, beneficios sociales, u otros factores.

Fuente: Fundamentos básicos de finanzas, 2010

Cálculo del VAN:

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+k)^t} = -I_0 + \frac{F_1}{(1+k)} + \frac{F_2}{(1+k)^2} + \dots + \frac{F_n}{(1+k)^n} \dots\dots\dots 2.26$$

$$F_t = \text{Ingresos} - \text{Egresos}$$

$$n = \text{Periodos}$$

$$k = \text{Tipo de interés}$$

B. Tasa Interna de Retorno (TIR):

Según Muñoz (2015), define que “Es aquella tasa de interés en la cual el valor neto de una inversión resulta ser igual a cero”.

Se aconseja que cuando la TIR resulta igual o superior a la tasa demandada por el inversor (tasa de interés), y entre varias opciones, la más provechosa será aquella que ofrezca una TIR mayor. Si la TIR es igual a la tasa de interés, el inversionista es indolente entre llevar a cabo la inversión o no. Si la TIR es menor a la tasa de interés, el proyecto debe rechazarse.

Cálculo del TIR: (TIR=0)

$$0 = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+k)^t} = -I_0 + \frac{F_1}{(1+k)} + \frac{F_2}{(1+k)^2} + \dots + \frac{F_n}{(1+k)^n} \dots\dots\dots 2.27$$

$$F_t = \text{Ingresos} - \text{Egresos}$$

$$n = \text{Periodos}$$

$$k = \text{Tipo de interés}$$

2.3. Marco conceptual

2.3.1. Diseño de un sistema o circuito hidráulico

Según Serrano (2002), el diseño consiste previamente en elaborar un esquema donde se muestre el trabajo a desarrollar por cada uno de los actuadores que tiene dicho circuito. En el esquema se debe apreciar la relación existente entre los elementos que componen el sistema y la tarea que cada uno de estos elementos desempeñan dentro del circuito.

Diseñar un circuito hidráulico, requiere considerar el tipo de trabajo que se quiere realizar con dicho circuito. Este trabajo puede ser levantar una carga, girar alguna herramienta o bloquear algún elemento. Por ello, por lo general el primer paso para diseñar un circuito, es la selección del actuador. (Vickers, 1981)

El diseño de un circuito hidráulico conlleva dos tareas primordiales, por una parte el cálculo de sus componentes en función de la presión, caudal, etc. considerando sus limitaciones y por otra parte el dibujo o croquis del circuito donde se aprecie la secuencia de los movimientos y trabajos que realizará dicho circuito. (Roca, 1994)

2.3.2. Banco de pruebas hidráulico

Según De León (2008), es un sistema hidráulico que nos permite evaluar si el componente reparado está en condiciones óptimas antes de instalarlo en la máquina.

Según Jara (2016), menciona que es un equipo con el cual se puede probar el funcionamiento de ciertos dispositivos mediante la medición de algunos parámetros como son la presión, caudal, etc.

De acuerdo a lo mencionado líneas arriba, un banco de pruebas es un sistema hidráulico cuyo objetivo es verificar el buen funcionamiento del componente reparado cuando es sometido a la presión y caudal de trabajo. En el caso de cilindros hidráulicos, durante la prueba se verifica si existen fugas internas (entre cámaras) o fugas externas las cuales pueden ser a través de la soldadura por costura en el barrel.

2.3.3. Cálculo de parámetros de diseño

Una vez dibujado el sistema hidráulico y definido los componentes que llevará, se procede con el cálculo de parámetros de diseño. Dichos cálculos nos arrojará una presión, potencia, caudal requerido por el componente, el cual, se debe comparar con las características de los componentes estandarizados en el mercado. Después de elegir aquel componente cuyas características se aproximan a lo requerido, suele ser necesario rehacer los cálculos para adaptarlos a nuestro sistema y cumpla nuestra necesidad. (Roca, 1999)

2.3.4. Selección de componentes

La selección se hace en función de factores como el ahorro de energía, el costo del componente, la fiabilidad de la marca. Por ejemplo, una bomba de caudal variable y su sistema de control, es muchísimo más caro que la bomba de caudal fijo y su regulador de caudal. Es importante disponer de los catálogos de componentes hidráulicos donde se puede visualizar sus características para poder seleccionarlos en función de las necesidades del sistema. (Roca, 1999)

2.3.5. Análisis de costo beneficio

Según Rus (2021), "el análisis costo beneficio, es un método por el cual se puede evaluar si un proyecto de inversión aportará beneficio a la empresa o a la sociedad y compense los costos que supone su ejecución".

2.4. Definición de términos básicos

2.4.1. Hidráulica

Es un conjunto de conocimientos acerca de los líquidos. La hidráulica analiza las leyes que se cumplen con un fluido en reposo o cuando están en movimiento para aprovecharlos en sistemas hidráulicos con el objetivo de realizar trabajo gracias a la energía presente dicho fluido.

2.4.2. Fluido hidráulico

Es el medio por el cual se transfiere la energía hidráulica por todo el circuito. Cuando se trata de sistemas hidráulicos en maquinarias, el fluido hidráulico es el aceite.

2.4.3. Caudal

Es la media del volumen por unidad de tiempo que pasa por la sección transversal de un conducto. Por ejemplo, si colocamos un caudalímetro en una parte del sistema hidráulico y este nos marca $Q= 5L/min$, ello indica que por dicho caudalímetro están pasando 5 litros de aceite por cada minuto.

2.4.4. Viscosidad

Nos indica la resistencia u oposición que presenta un fluido durante su movimiento por un conducto. Si un líquido se traslada con mucha facilidad, es

porque tiene baja viscosidad. Por el contrario, si no fluye con facilidad, es porque tiene alta viscosidad.

2.4.5. Presión

Nos indica la fuerza perpendicular por unidad de área que actúa sobre una superficie.

La presión tiene la característica de disminuir cuando el área de aplicación aumenta. Por ejemplo, en el caso de un tractor en vez de ruedas se le coloca orugas logrando obtener un área grande de contacto donde el peso del tractor se va a distribuir generando que dicho equipo pesado pueda lograr pasar por lugares pantanosos sin hundirse.

2.4.6. Cavitación

Es la formación de burbujas de vapor, que se forman cuando la presión del fluido se iguala a la presión de vapor del líquido. Este fenómeno deteriora a las bombas ocasionándoles cavidades en sus impulsores cuando estas burbujas implosionan dentro de la bomba.

2.4.7. Densidad

Nos indica la masa que tiene una sustancia por unidad de volumen.

Por ejemplo, en el caso del agua su densidad es 1000 kg/m^3 , ello nos indica que en un volumen de 1 m^3 , hay una masa de 1000 kg.

2.4.8. Potencia hidráulica de la bomba

Es la cantidad de energía que entrega la bomba al fluido por cada unidad de tiempo. Dicha potencia está en función de la presión de trabajo del sistema hidráulico y el caudal que entrega la bomba.

2.4.9. Actuador

Dispositivo que transforma la energía hidráulica en energía mecánica. Puede ser un motor hidráulico que convierte la energía del fluido en energía cinética de rotación o puede ser un cilindro hidráulico que transforma la energía hidráulica en trabajo mecánico lineal.

2.4.10. Válvula

Es un elemento mecánico que nos sirve para iniciar, detener, direccionar, controlar la presión y caudal de un fluido.

2.4.11. Válvula check

También llamada válvula antirretorno o válvula de retención. Es aquel dispositivo que permite el paso de un fluido en un solo sentido.

2.4.12. Válvula limitadora de presión

También llamada válvula de seguridad o válvula de alivio. Es aquella que al detectar una sobrepresión en el sistema hidráulico, se abre dejando pasar parte del fluido hidráulico hacia el depósito, aliviando así de una sobrecarga al sistema.

2.4.13. Válvula reductora de presión

Se utiliza cuando un componente hidráulico requiere trabajar a una presión menor a la presión del sistema.

2.4.14. Válvula direccional

Es aquella que controla la dirección del caudal, permitiendo el movimiento del actuador.

III. HIPÓTESIS Y VARIABLES

3.1. Hipótesis.

Hipótesis general

Si se diseña el banco de pruebas hidráulico con presión de trabajo hasta 3500 psi, permitirá una reducción en la tercerización de pruebas hidráulicas en las instalaciones de la empresa ASEREME EIRL.

Hipótesis específicas

- Si se calculan los parámetros del circuito hidráulico, permitirá seleccionar los componentes del banco de pruebas hidráulico con presión de trabajo hasta 3500 psi.
- Si se seleccionan los componentes del banco de pruebas hidráulico con presión de trabajo hasta 3500 psi, permitirá plasmar los planos y realizar la simulación.
- Si se reduce la tercerización de pruebas hidráulicas proyectada, permitirá obtener el retorno de inversión enfocado al costo-beneficio.

3.1.1 Operacionalización de variable

Tabla 3.1 Matriz de operacionalización de variables

Variables	Definición conceptual	Definición operacional	Dimensiones	Indicadores	Índices	Método y Técnica
Variable 1 Diseño de un banco de pruebas	El banco de pruebas hidráulico, es un sistema que nos permite evaluar si el componente reparado está en buenas condiciones, antes de instalarlo en la máquina (De León, 2008)	Define los parámetros (Presión vs Caudal) del banco de pruebas para obtener la presión indicada para reducir una parte del problema de tercerización que tiene la empresa.	Cálculo de parámetros del circuito hidráulico del banco de pruebas	<ul style="list-style-type: none"> • Desplazamiento de la bomba • Cálculo de potencia de motor eléctrico • Cálculo del volumen del depósito • Cálculo diámetro de tubería 	cm^3/rev $Pot = \frac{PQ}{600n}$ gal $D = \sqrt{\frac{Q(66.6)}{V(\pi)}}$	
			Selección de los componentes del circuito hidráulico	<ul style="list-style-type: none"> • Bomba hidráulica • Motor eléctrico • Electroválvula • Depósito hidráulico • Filtros • Componentes eléctricos 	bar, cm^3/rev Hp bar, l/min gal bar, l/min A	-Cuantitativo -Documental
			Análisis costo-beneficio	• VAN, TIR	S/.	
Variable 2 Presión de trabajo	Es la fuerza que se ejerce sobre una unidad de área de una sustancia o de una superficie (Mott, 2006)	Prueba hidráulica, a la que será sometido el cilindro.	Incrementar la presión hasta 3500 psi	• Variación de la presión	<ul style="list-style-type: none"> • Tiempo • Evaluación de la presión en la cámara 1 • Evaluación de la presión de la cámara 2 	

IV. METODOLOGÍA DEL PROYECTO

4.1. Diseño metodológico

- **Tipo de investigación tecnológica**

Según Espinoza (2014), menciona que “tiene como propósito aplicar el conocimiento científico para solucionar los diferentes problemas que beneficien a la sociedad”.

Por ello, el informe final de tesis es de tipo tecnológico, porque buscó resolver un problema presente en la empresa ASEREME EIRL, para satisfacer la demanda de sus clientes. Usó los conocimientos teóricos de la mecánica de fluidos y Oleohidráulica para diseñar el banco de pruebas de tal manera que, al ejecutarlo solucione una parte de la tercerización de pruebas hidráulicas de los cilindros.

- **Nivel de investigación aplicada**

Según Espinoza (2014), nos menciona que este tipo de nivel de investigación “tiene como propósito aplicar los resultados de la investigación experimental para diseñar tecnologías de aplicación inmediata en la solución de los problemas de la sociedad, buscando eficiencia y productividad”.

De acuerdo a lo anterior, este informe final de tesis, presenta un nivel de investigación tipo aplicada, debido que utilizó fórmulas matemáticas expuestas en la mecánica de fluidos y Oleohidráulica para desarrollar el diseño del banco de pruebas.

- **Enfoque Cuantitativo**

Según Valderrama (2013), es una forma de llevar a cabo la investigación, se caracteriza porque usa la recolección y análisis de datos para contestar a la formulación del problema de investigación. Los datos son usados en forma de números, presenta resultados en tablas, diagramas.

De acuerdo a lo mencionado, este informe es cuantitativo, porque recolectó datos numéricos, los analizó, llevó a cabo cálculos con el objetivo de realizar el diseño del banco de pruebas.

4.2. Método de investigación

4.2.1. Método sistémico

Según Espinoza (2014), este método analiza el objeto de estudio mediante la relación que existe entre sus componentes para observar su estructura y la dinámica de su funcionamiento.

De acuerdo a lo mencionado, este informe tiene un método de investigación sistémico porque se considera la relación que existe entre el banco de pruebas y sus componentes que lo conforman para entender cómo funciona.

- **Diseño de investigación descriptivo simple**

Según Espinoza (2014), este diseño de investigación, se encarga de recopilar información actualizada sobre el objeto investigado.

De acuerdo a lo anterior, este informe de tesis tiene un diseño descriptivo simple, debido que para realizar el diseño del banco de pruebas, se recolectó información actual del elemento investigado y de todas sus partes que conforman dicho sistema.

4.3. Población y muestra

4.3.1. Población

Valderrama (2013), describe que la población es un conjunto finito o infinito con atributos, características o cualidades comunes que se puede analizar para obtener resultados de una investigación y responder a una hipótesis.

Se denomina población o universo a la totalidad de personas u objetos que tiene una o más características medibles o notables de naturaleza cualitativa o cuantitativa. (Hernández, Roberto,2014)

4.3.2. Muestra

Valderrama (2013), indica que una muestra es representativa si refleja verídicamente las características de la población cuando se aplica la técnica adecuada del muestreo.

Bernal (2010), denomina muestra a una parte representativa de la población que cuente con características similares, sobre la cual se efectuarán la medición y la observación de las variables objeto de estudio.

4.3.2. Muestra censal

Según Ramírez (1997), “establece que la muestra censal es aquella donde todas las unidades de investigación son consideradas como muestra. De allí, que la población a estudiar se precise como censal por ser simultáneamente universo, población y muestra”.

Por ende, en este informe final de tesis, la población y muestra es el diseño del banco de pruebas hidráulico.

4.4. Lugar de estudio y periodo desarrollado

Nuestro presente trabajo toma como lugar de estudio, la empresa ASEREME E.I.R.L. ubicada en Calle Santa Lucila 125- urb. Villa Marina - Chorrillos - Lima - Perú, donde se desarrollará el trabajo en 3 meses.

4.5. Técnicas e instrumentos para la recolección de la información.

- **Técnica documental**

Según Espinoza (2014), plantea que esta técnica consiste en una recopilación de evidencias encontradas en diferentes tipos de documentos como revistas, registros, cualquier documento de instituciones o empresas que registran datos de su funcionamiento con el objetivo de demostrar las hipótesis que se plantearon

Por lo tanto, el presente informe de investigación tiene una técnica documental, ya que se recabó información de tesis, revistas, artículos,

libros de mecánica de fluidos y Oleohidráulica referente al banco de pruebas.

- **Instrumentos**

Según Espinoza (2014), un instrumento brinda información acerca de la unidad a investigar para verificar su buen funcionamiento.

Por ende, el instrumento que se usó en este informe, es el software Automation Studio que verificó el buen funcionamiento del circuito hidráulico.

4.6. Análisis y procesamiento de datos.

Con la teoría recopilada y la experiencia en campo, se realizaron los cálculos para determinar el diseño del banco de pruebas hidráulico cuyo desarrollo se expone en tres etapas.

- **Etapas 1: Cálculo de parámetros del circuito hidráulico del banco de pruebas**

- Consideraciones para el modelamiento del banco de pruebas
- Desarrollo del modelamiento
- funcionamiento de la bomba, electroválvula, cilindro, válvula de alivio
- Selección del cilindro hidráulico más grande para las pruebas
- Cálculo de la velocidad del émbolo
- Cálculo del caudal
- Cálculo del volumen geométrico (V_g) de la bomba
- Cálculo de potencia requerida del motor eléctrico
- Cálculo del volumen del depósito hidráulico
- Cálculo del diámetro de tuberías

- **Etapa 2: Selección de los componentes del circuito hidráulico**

- Selección de la bomba de engranaje.
- Selección de motor eléctrico.
- Selección del depósito hidráulico.
- Selección de aceite.
- Selección de la campana.
- Selección del acople motor eléctrico-bomba hidráulica.
- Selección de manómetros.
- Selección de tuberías.
- Selección de electroválvula direccional.
- Selección del manifold.
- Selección de válvulas de alivio.
- Selección de válvula estranguladora con check.
- Selección de válvula doble check pilotada.
- Selección de mangueras.
- Selección de válvulas de bola de alta presión.
- Selección de filtro de succión.
- Selección de filtro de retorno.
- Selección de filtro de aire.
- Selección de tapa de llenado.
- Selección de visor de nivel.

- **Etapa 3: Análisis de costo beneficio para reducir la tercerización**

- Estructura de costo de materiales
- Análisis económico del retorno de inversión (VAN, TIR)

- **Desarrollo de la Etapa 1: Cálculo de parámetros del circuito hidráulico del banco de pruebas**

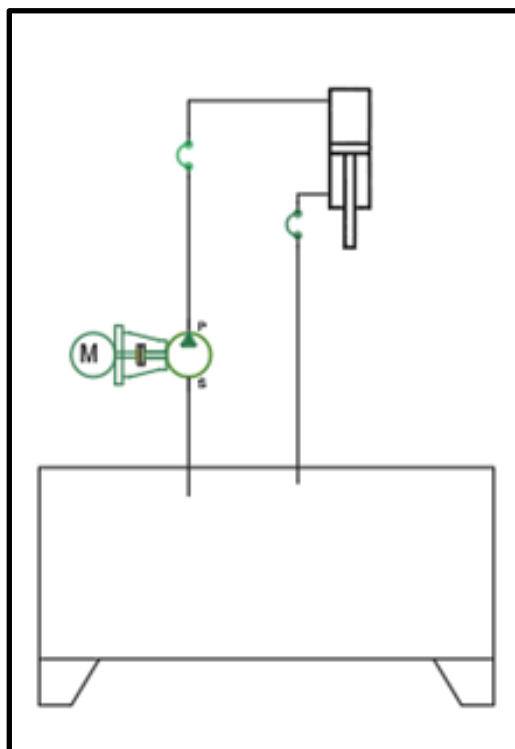
- **Consideraciones para el modelamiento del banco de pruebas:**

- El circuito hidráulico permitirá extender y contraer el cilindro de prueba.
- El cilindro hidráulico será considerado de acuerdo al tamaño máximo de cilindros estándares
- La presión máxima considerada será de 3500 psi (250 bar)

- **Desarrollo del modelamiento:**

El banco de pruebas estará equipado con una unidad hidráulica (motor-bomba) capaz de enviar caudal al cilindro.

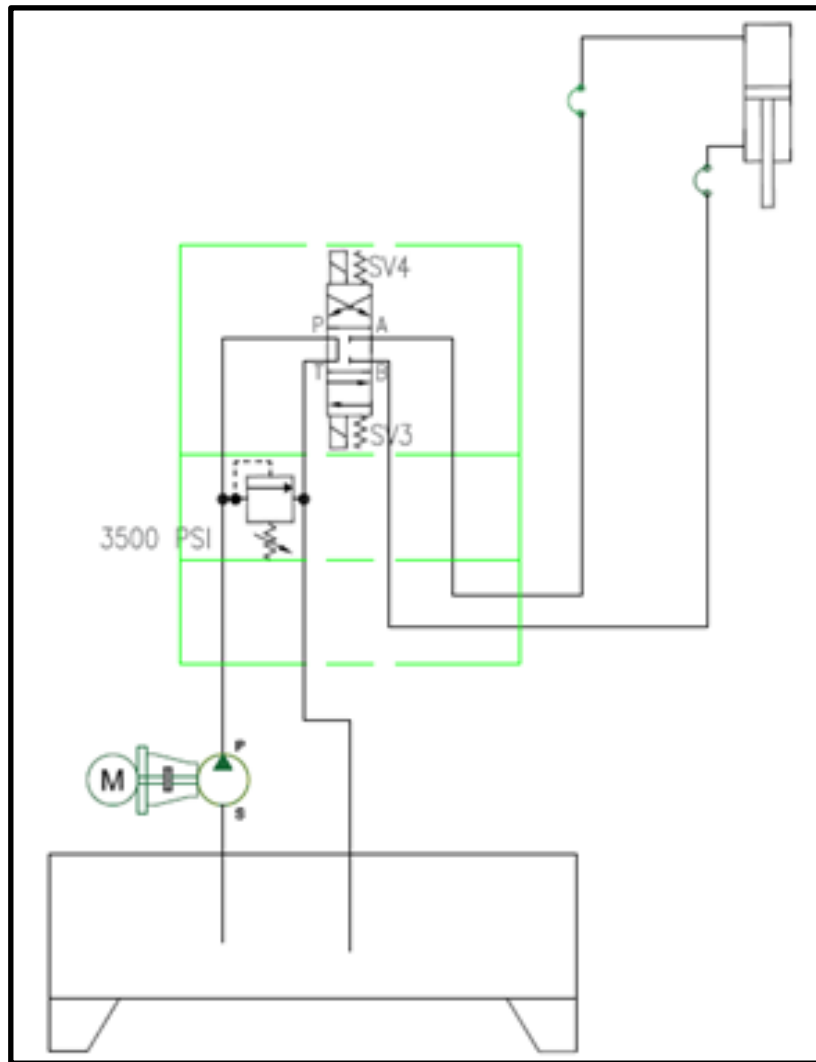
Figura 4.1: Unidad hidráulica motor-bomba



Fuente: Automation studio

A esto se le debe agregar la válvula limitadora de presión para la seguridad del sistema seteado a 3500 PSI (250 bar) y una electroválvula para poder extender y contraer el cilindro.

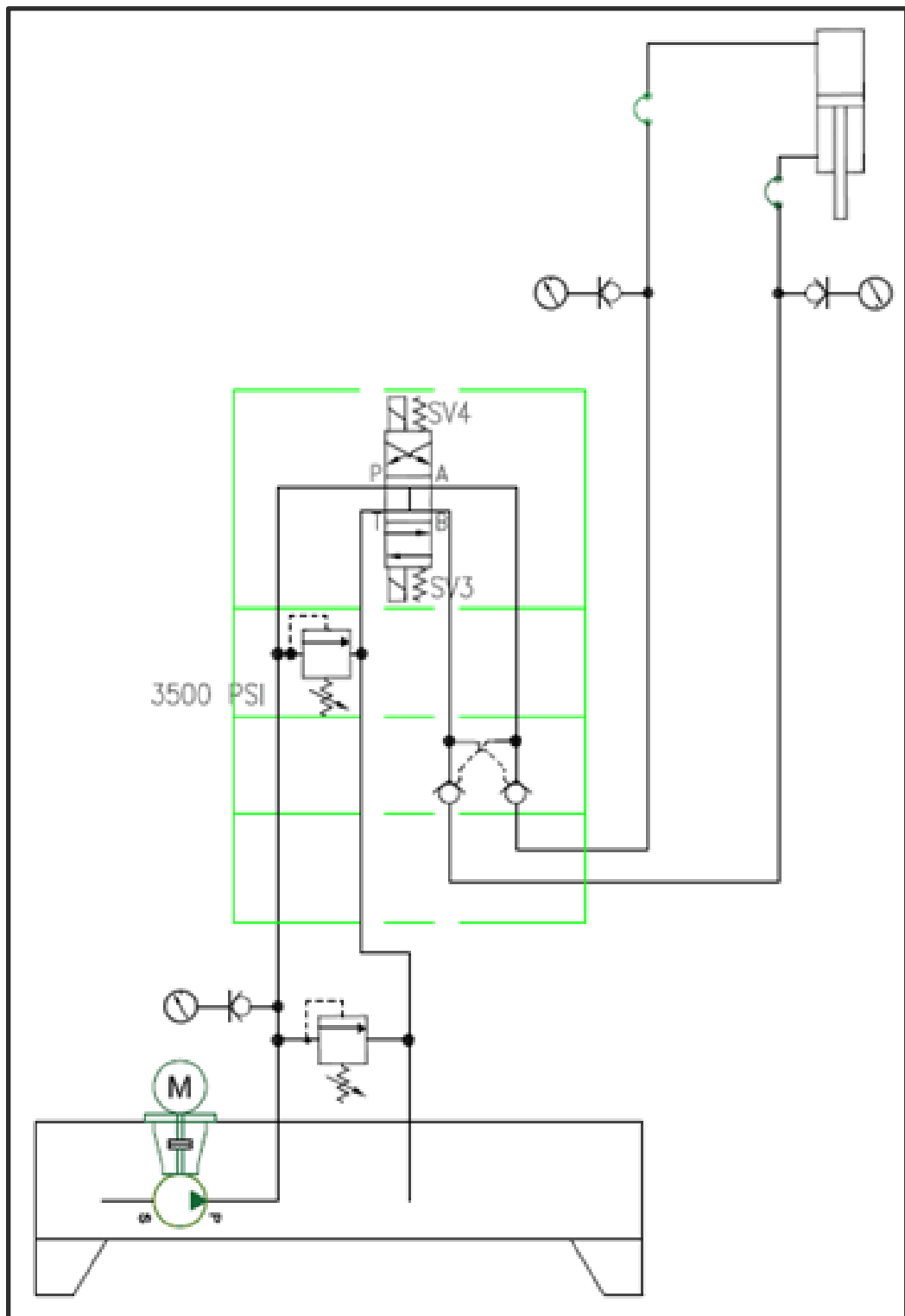
Figura 4.2: Válvula de alivio y electroválvula



Fuente: Automation studio

A dicho sistema, también le debemos agregar otra válvula limitadora de presión regulable para poder variar la presión de prueba, además se sabe que las válvulas convencionales no son herméticas por lo que podría haber pérdidas de flujo por la válvula direccional, es por ello que se pone una válvula doble check pilotada para garantizar la hermeticidad del volumen que está en el cilindro. También añadimos manómetros a la salida de la bomba y en cada lado del cilindro.

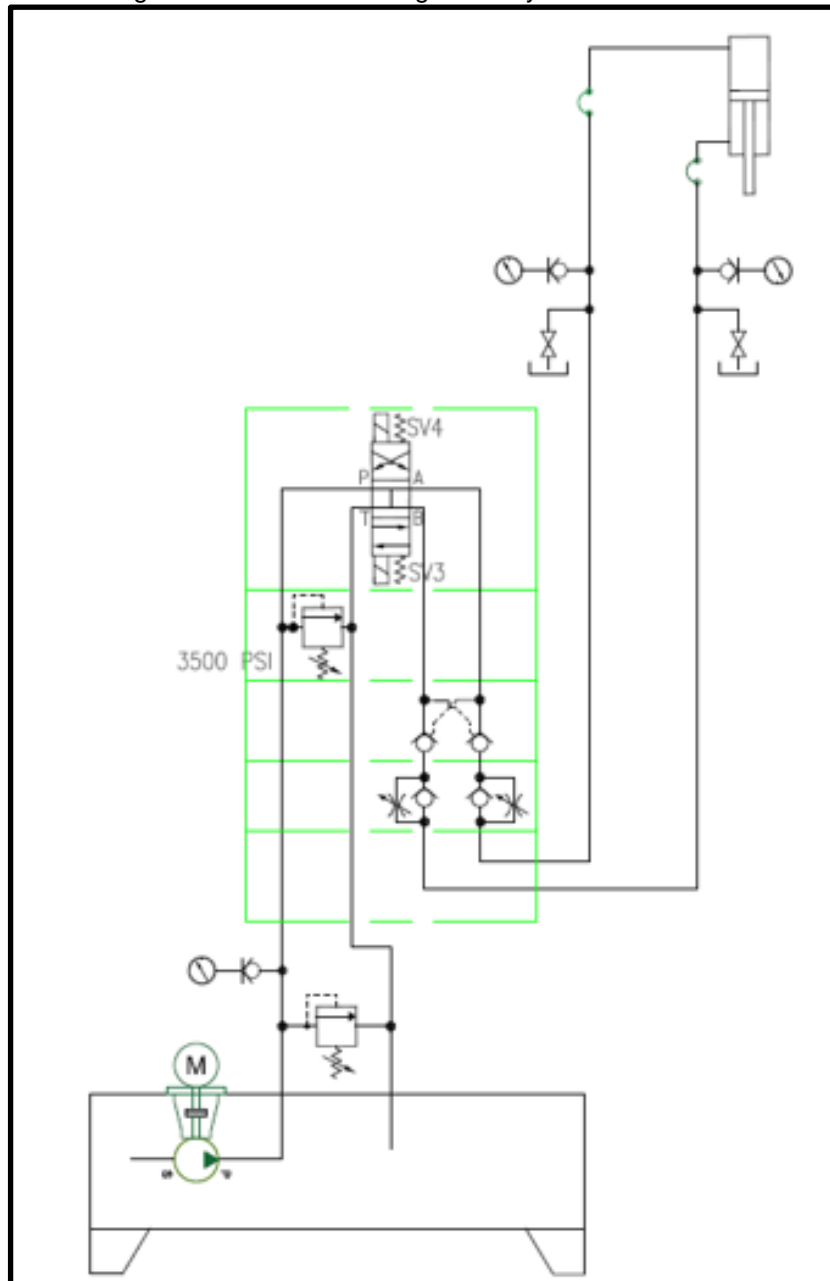
Figura 4.3: Válvula reguladora de presión y válvula doble check



Fuente: Automation studio

A continuación se le agregó la válvula estranguladora para poder regular la velocidad del flujo, también las válvulas de bola para permitir la descarga de los lados del cilindro.

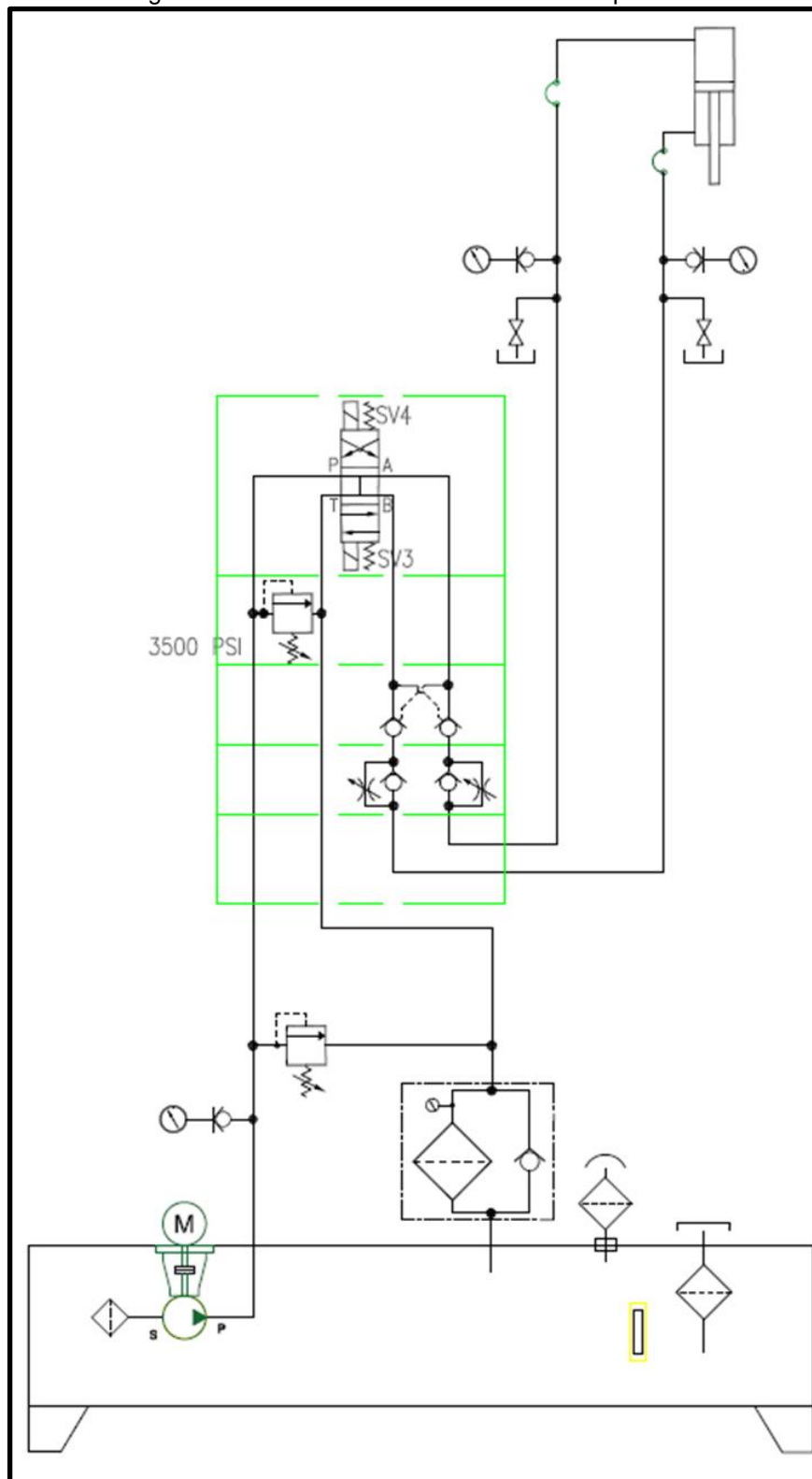
Figura 4.4: Válvula estranguladora y válvulas de bola



Fuente: Automation studio

Finalmente se agrega los filtros de succión, de retorno, filtro de aire y accesorios.

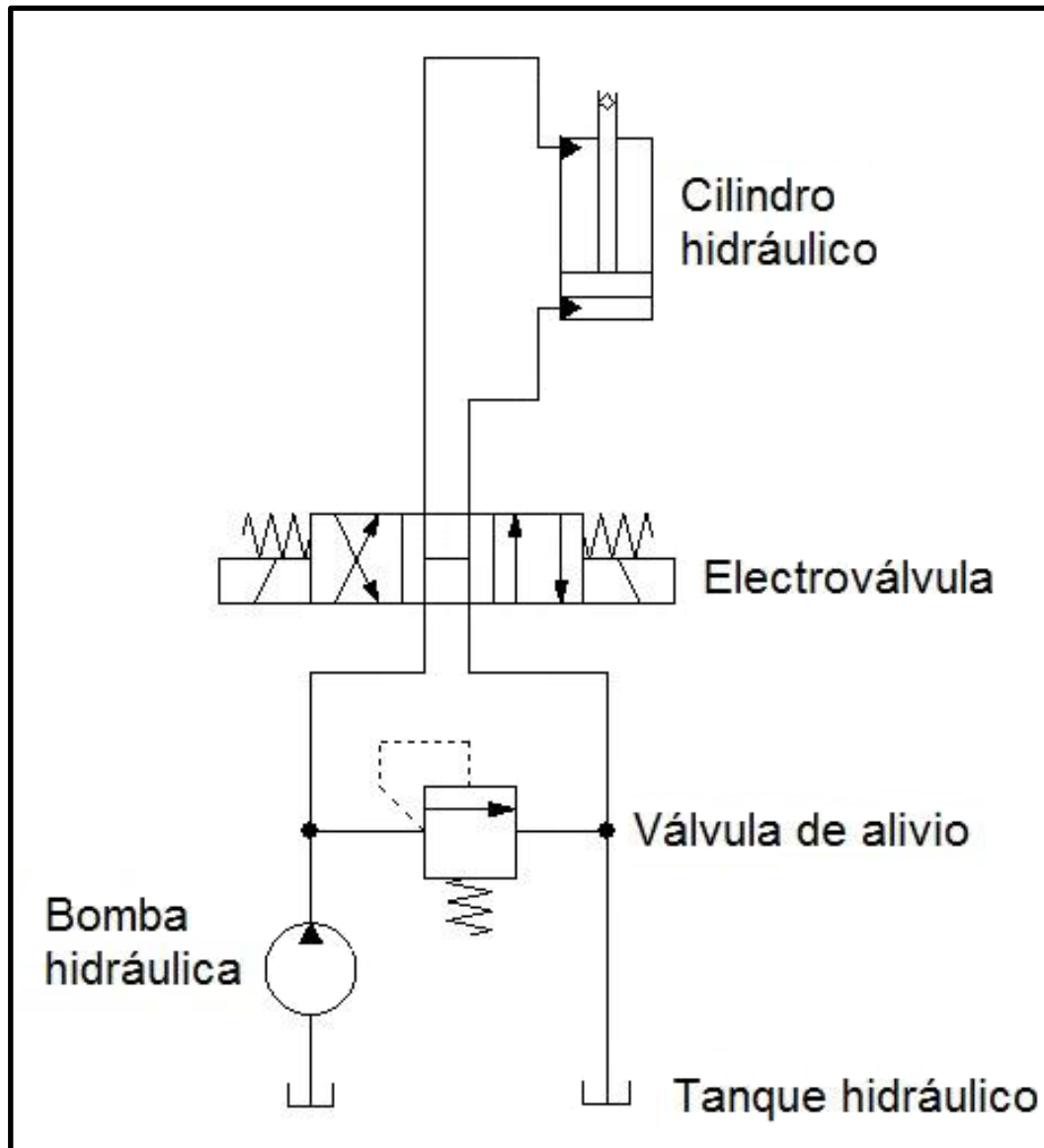
Figura 4.5: Sistema hidráulico del banco de pruebas



Fuente: Automation studio

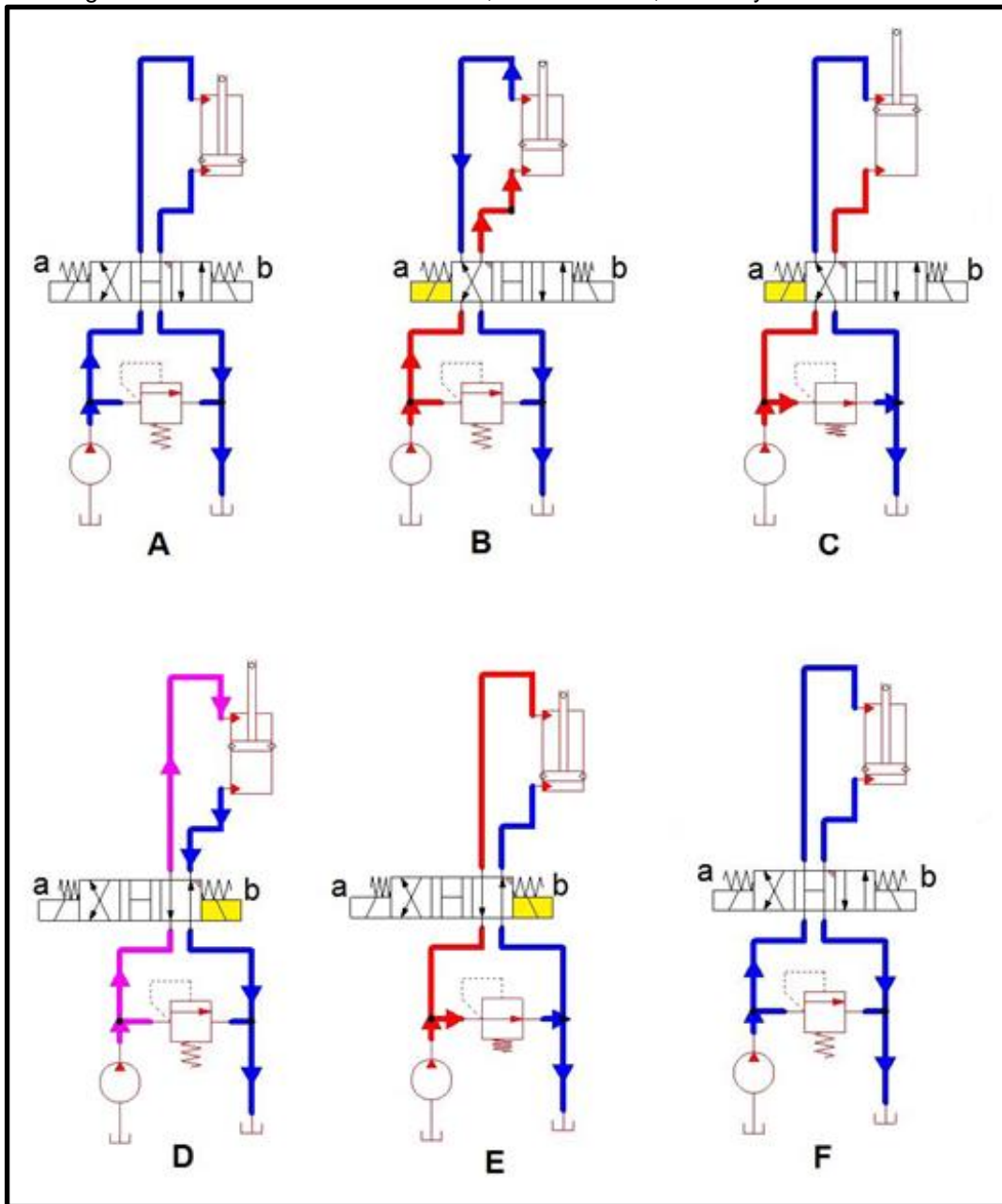
➤ **Funcionamiento de la bomba, electroválvula, cilindro y válvula de alivio**

Figura 4.6: Elementos para el modelamiento de bomba, electroválvula, cilindro y válvula de alivio



Fuente: Automation studio

Figura 4.7: Funcionamiento de bomba, electroválvula, cilindro y válvula de alivio



Fuente: Automation studio

Figura A:

La válvula se encuentra en su posición central, esto ocurre cuando ninguna de sus bobinas está energizada. En esta posición, el fluido impulsado por la bomba, pasa por la válvula y regresa directamente al tanque.

Figura B:

Al energizar la bobina “a”, la válvula permite el paso del fluido haciendo que este extienda el cilindro.

Figura C:

Cuando el cilindro se extiende por completo, la presión del sistema alcanza su valor máximo y la válvula de alivio se activa dirigiendo el fluido al depósito.

Figura D:

Al energizar la bobina “b”, la válvula direcciona el fluido de tal manera que permite contraer el cilindro.

Figura E:

Al contraerse por completo el cilindro, la presión del sistema alcanza su máximo valor y la válvula de alivio se activa dirigiendo el fluido al depósito.

Figura F:

Al desenergizar las bobinas, la válvula vuelve a su posición central, dirigiendo el fluido hacia el tanque.

> Selección del cilindro hidráulico más grande para las pruebas

Consideraremos las dimensiones estándares de 2 fabricantes importantes, estos son: **PRINCE** y **REXROTH**

- Cilindro Prince

Según la página web de la empresa PRINCE, el mayor diámetro de émbolo lo encontramos en 8 pulgadas perteneciente a la familia Eight Inch Bore, con una presión de trabajo a 3000 psi y una carrera máxima de 64 pulgadas <> 162 cm.

Figura 4.8: Cilindro hidráulico Prince



Prince SOBRE NOSOTROS ▾ PRODUCTOS ▾ RECURSOS ▾  ENCUENTRE UN DISTRIBUIDOR

Cilindro soldado de 3000 psi - Doble efecto

ENCUENTRE UN DISTRIBUIDOR

Características estándar:

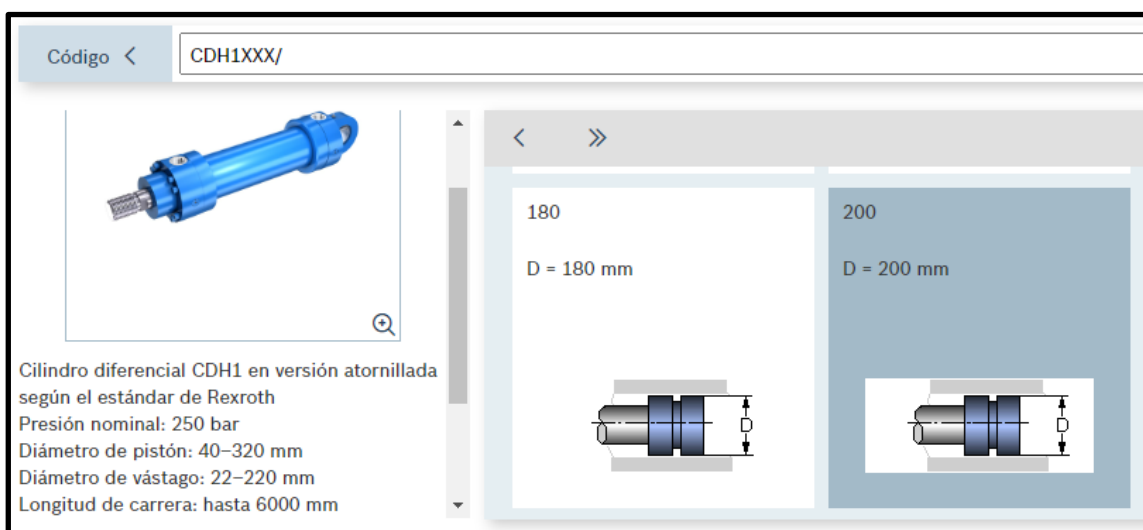
- Presión máxima de funcionamiento de 3000 PSI
- Presión pico máxima de 3000 PSI
- Construcción soldada
- Tamaño de orificio de 8"
- Tamaños de carrera de 8" a 64" tubería biselada
- Vástago de pistón cromado, rectificado y pulido
- Pistón de hierro dúctil y prensaestopas roscado

Fuente: <http://www.princehyd.com/Products/Hydraulic-Cylinders>


- Cilindro Rexroth

Según la página web de los cilindros Rexroth, el diámetro mayor estándar se ubica en 200 mm, con una presión de trabajo de 250 bar (3500 psi) y una carrera estándar de 2000mm

Figura 4.9: Diámetro de cilindro hidráulico Rexroth



Código < CDH1XXX/



Cilindro diferencial CDH1 en versión atornillada según el estándar de Rexroth

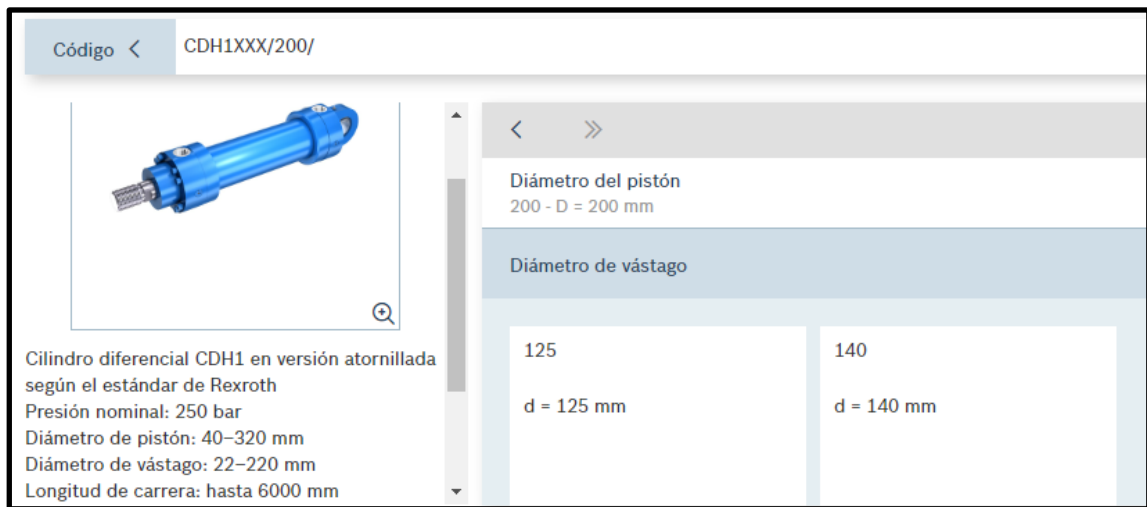
- Presión nominal: 250 bar
- Diámetro de pistón: 40-320 mm
- Diámetro de vástago: 22-220 mm
- Longitud de carrera: hasta 6000 mm

180
D = 180 mm

200
D = 200 mm

Fuente: Catálogo, Rexroth Bosch Group

Figura 4.10: Diámetro del vástago-cilindro hidráulico Rexroth



Fuente: Catálogo, Rexroth Bosch Group

Realizando la comparación entre las 2 marcas, el cilindro de tamaño más grande considerado en este trabajo será de la marca Rexroth :

D = Diámetro máximo de pistón = 200 mm (20 cm)

d = Diámetro máximo de vástago = 125 mm

P = Presión máxima del sistema = 250 bar (3500 psi)

L = Carrera máxima del vástago = 2000 mm

Para el presente trabajo, se consideró que el tiempo de salida del vástago hasta llegar a su final de carrera será de 2.5 minutos

➤ Cálculo de la velocidad del émbolo

La velocidad del émbolo es la misma que la velocidad de salida del vástago, el cual se calcula en función de su longitud y el tiempo de salida hasta finalizar su carrera.

$$V = \frac{L}{t} = \frac{2000 \text{ mm}}{2.5 \text{ min}} = \frac{2 \text{ m}}{2.5 \times 60 \text{ s}}$$

$$V = 0.0133 \text{ m/s}$$

➤ **Cálculo del caudal**

El caudal necesario para que se mueva el pistón a la velocidad requerida es:

$$Q = 6VA$$

Donde:

Q = Caudal en l/min

V = Velocidad en m/s

A = Área en cm^2

Entonces:

$$Q = 6 \times 0,0133 \times \frac{\pi}{4} \times 20^2$$

$$Q = 25,07 \text{ l/min}$$

➤ **Cálculo del volumen geométrico (V_g) de la bomba**

Las bombas de engranajes externos son las más económicas del mercado, tienen la característica de impulsar un caudal constante. su volumen geométrico, nos indica la cantidad de volumen desplazado en cada revolución.

Según Serrano (2002), la eficiencia volumétrica (n_v) de estas bombas, oscila entre 0.9 a 0.95. En nuestro caso, asumimos una eficiencia de 0.9 y que trabajará junto a un motor eléctrico de 4 polos cuya frecuencia (f) de giro es aproximadamente 1800 rpm. El volumen geométrico lo calcularemos con la siguiente expresión:

$$Q = \frac{V_g \times f \times n_v}{1000}$$

donde:

Q = Caudal en l/min

V_g = volumen geométrico en cm^3/rev

f = Frecuencia de giro en rpm

n_v = Eficiencia volumétrica

Entonces:

$$25.07 = \frac{V_g \times 1800 \times 0.9}{1000}$$

$$V_g = 15.47 \text{ cm}^3/rev$$

Con la presión de trabajo y el volumen geométrico, podremos seleccionar la bomba que trabajará en el banco de pruebas hidráulico.

➤ **Cálculo de la potencia requerida del motor Eléctrico**

Para la selección del motor eléctrico nos basaremos en la marca WEG, la frecuencia en el Perú es 60HZ, y los voltajes para este motor pueden ser 220v; 380V y 440 V trifásico. La cantidad de polos adoptaremos 4 teniendo una velocidad aproximada de 1800 rpm.

Para hallar la potencia del motor eléctrico haremos uso de la siguiente fórmula:

$$Pot = \frac{P \times Q}{600 \times n_m} \dots\dots\dots (1)$$

Donde:

Pot = Potencia en Kw

P = Presión en bar

Q = Caudal en l/min

n_m : Eficiencia mecánica (adimensional)

Para nuestro caso tenemos:

- La presión P es 250 bar
- La eficiencia asumimos 0.8
- El caudal es 25.07 l/min

Reemplazando los valores de P , Q y n_m en la ecuación (1) se obtiene:

$$Pot = \frac{P \times Q}{600 \times n_m} \dots\dots\dots (1)$$

$$Pot = \frac{250 \times 25.92}{600 \times 0.8}$$

$$Pot = 13.5 Kw = 18.1 Hp$$

Entonces para nuestro caso el motor eléctrico requerido debe tener una potencia mínima de 18.1 Hp

➤ **Cálculo del volumen del depósito Hidráulico:**

La mayoría de los depósitos hidráulicos, se proyectan para capacidades entre las 2.5 a 4 veces el caudal de la bomba en l/min. (serrano, 2002, p. 100)

Para nuestro caso el volumen mínimo recomendado será:

$$V_{recomendado} = 25.07 \times 4 = 100.28 \text{ litros}$$

Pero otro factor que se tiene que tomar en cuenta, es el volumen de aceite que ingresa al cilindro hidráulico, entonces hallamos este volumen con el cilindro máximo a prueba.

- Diámetro máximo de pistón = 200 mm
- Diámetro máximo de vástago = 125 mm
- Carrera máxima del pistón = 2000 mm

El máximo volumen que entra al cilindro es cuando se llena por el lado

del émbolo.

Figura 4.11: Volumen de cilindro hidráulico



Fuente: Elaboración Propia

Para hallar el volumen del cilindro, usaremos la fórmula siguiente:

$$V = \frac{A \times L}{1000} \dots \dots \dots (2)$$

Donde:

V: Volumen en litros

A: Área del émbolo en cm^2

L: Carrera en cm

El área del émbolo es:

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 \dots \dots \dots (3)$$

Donde:

A: Área en cm^2

D: Diámetro del émbolo en cm

En nuestro caso, reemplazamos en la fórmula (3):

- Diámetro máximo de pistón = 200 (mm) = 20cm

$$A = \frac{\pi}{4} (20)^2$$

$$A = 314.16 \text{ cm}^2$$

Ahora con el área, reemplazamos en fórmula (2)

- Carrera máxima del pistón = 2000 (mm) = 200 (cm)

$$V = \frac{314.16 \times 200}{1000}$$

$$V = 62.8 \text{ litros}$$

Entonces, el volumen requerido para llenar el cilindro es de 62.8 litros, pero, para garantizar el llenado del cilindro y posteriores prestaciones, consideraremos el valor por 4 (la misma relación del caudal de la bomba), entonces:

$$V = 62.8 \times 4 = 251.2 \text{ litros} > V_{\text{recomendado}}$$

Debido a que el volumen que se requiere para llenar de aceite el cilindro es mayor que el volumen recomendado, trabajaremos con los 251.2 litros.

Además en unidades hidráulicas, se debe dejar un espacio de aire para que el depósito no esté al tope, consideraremos un 15% del volumen del aceite

Entonces con una regla de 3 simple tenemos

$$251.2 \text{ ----- } 85\%$$

$$X \text{ ----- } 100\%$$

$$X = \frac{100 \times 251.2}{85}$$

$$X = 295.5 \text{ litros} \approx 300 \text{ litros} <> 79.2 \text{ gal} <> 300000 \text{ cm}^3$$

Entonces por redondeo el depósito requerido debe tener un volumen mínimo de 80 gal

➤ **Cálculo de diámetro de tuberías**

La selección del tipo de tubería depende de la presión de trabajo y del caudal, el cual se obtendrá después de seleccionar la bomba que usará el sistema. Además, con el objetivo de evitar turbulencias en el circuito, se consideró las velocidades recomendadas por Serrano (2002)

Tabla 4.1: Velocidad recomendada en tuberías

LÍNEA	VELOCIDAD RECOMENDADA DEL FLUIDO (m/s)
Succión	de 0.8 a 1.2 m/s
Retorno	de 2.0 a 3.0 m/s
Presión	de 4.5 a 6.0 m/s

Fuente: Oleohidráulica, Serrano 2002

El cálculo del diámetro se realiza mediante la siguiente fórmula:

$$D = \sqrt{\frac{(Q)(66.6)}{(V)(\pi)}} \dots\dots\dots (4)$$

Donde:

D = diámetro de la tubería (mm)

Q = caudal máximo de la bomba seleccionada (L/min)

V = velocidad (m/s)

● **Desarrollo de la etapa 2: Selección de los elementos del circuito hidráulico**

➤ **Selección de la bomba de engranaje**

Según cálculos obtenidos tenemos de referencia una bomba que soporte 250 bar, velocidad de rotación 1800 rpm, volumen geométrico 15.47 cm³/rev y caudal requerido de 25.07 l/min.

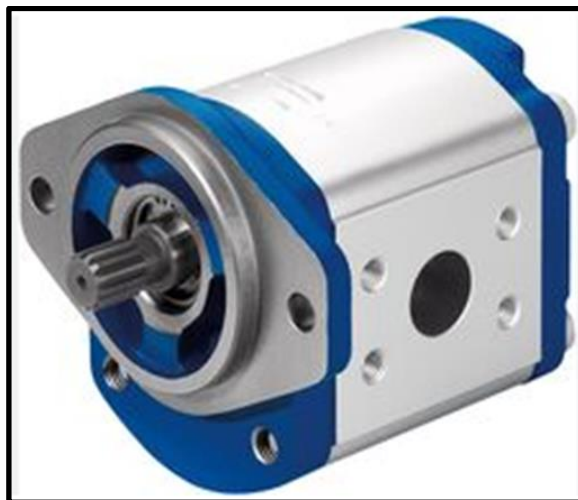
En función a estos cálculos, se escogió una bomba de la marca Rexroth cuyas características son las siguientes:

Figura 4.12: Característica de la bomba

Datos técnicos											
Tabla de valores											
Tamaño nominal			4	5	8	11	14	16	19	22	
Serie			Serie 1x								
Cilindrada geométrica, por rotación	V_g	cm ³	4	5,5	8	11	14	16	19	22,5	
Presión en conexión de aspiración S ¹⁾	absoluto	p_e	0,7 ... 3								
Presión continua máxima		p_1	bar	250	250	250	250	250	250	210	180
Presión intermitente máxima ²⁾		p_2	bar	280	280	280	280	280	280	230	210
Pico de presión máximo		p_3	bar	300	300	300	300	300	300	250	230
Velocidad de rotación mínima con	$v = 12 \text{ mm}^2/\text{s}$	$p < 100 \text{ bar}$	n_{\min}	min ⁻¹	600	500	500	500	500	500	500
		$p = 100 \text{ bar} \dots 180 \text{ bar}$	n_{\min}	min ⁻¹	1200	1200	1000	1000	800	800	800
		$p = 180 \text{ bar} \dots p_2$	n_{\min}	min ⁻¹	1400	1400	1400	1200	1000	1000	1000
Velocidad de rotación máxima	$v = 25 \text{ mm}^2/\text{s}$	con p_2	n_{\min}	min ⁻¹	700	700	700	600	500	500	500
		con p_2	n_{\max}	min ⁻¹	4000	4000	4000	3500	3000	3000	2500




























Fuente: Catálogo, Rexroth Bosch Group

Figura 4.13: Imagen referencial de la bomba de engranajes externo



Fuente: Catálogo, Rexroth Bosch Group

Figura 4.14: Selección de bomba-número de pedido

4/60 Bosch Rexroth Corporation Hydraulics		AZPF RA 10089/08.11	
AZ P F - 1□ or 2□ - 016 R R R 12 M B -□□□ □□ -S□□□□		Special Design*	
<p>Function</p> <p>P = Pump</p> <p>Size (F)</p> <p>.25 in3 (4.1 cm3) = 004 .34 in3 (5.6 cm3) = 005 .50 in3 (8.2 cm3) = 008 .69 in3 (11.3 cm3) = 011 .88 in3 (14.4 cm3) = 014 1.00 in3 (16.5 cm3) = 016 1.20 in3 (19.6 cm3) = 019 1.40 in3 (22.9 cm3) = 022 1.55 in3 (25.5 cm3) = 025 1.74 in3 (28.5 cm3) = 028</p> <p>Direction of rotation</p> <p>Right = R Left = L</p>		<p>PRV (bar) FCV (l/min)</p> <p>Example: 180 bar, 9 l/min = 180 09 Use XXX if valve not applicable</p> <p>End cover</p> <p>Standard = B Rear ports = A FCV, excess flow ext. = E PRV + FCV = V Priority flow control = P Pressure relief valve = D</p> <p>Seals</p> <p>NBR = M FPM = P NBR, shaft seal in FPM = K</p>	
Drive shafts	Front flange	Line connections	
<p>C Conical 1:5 (Tapered key)  B P Matching front flange</p> <p>S Conical 1:5 for flange A (Tapered key)  A</p> <p>H Conical 1:8 (Tapered key)  O</p> <p>N Dihedral claw (Dog tang)  M</p> <p>A Straight keyed ISO Ø 18 mm  B</p> <p>Q Straight keyed SAE J744 16-1 A  R</p> <p>Q SAE 5/8" Keyed, long *Use SO022 suffix  R</p> <p>R 9T spline SAE J744 16-4 9T  R C</p> <p>P 11T spline SAE J744 19-4 11T  R C</p> <p>F Spline shaft DIN 5482 B17x14  B P</p>	<p>B Square flange Pilot Ø 80 mm </p> <p>R SAE J744 82-2 A 2-bolt flange Ø 82.55 mm </p> <p>P Transmission flange Pilot Ø 50 mm </p> <p>O Square flange Pilo Ø 36.47 mm </p> <p>C SAE J744 102-2 B 2-bolt flange Ø 101.6 mm </p> <p>M 2-bolt flange Pilot Ø 52 mm with O-ring </p> <p>A Outboard bearing Pilot Ø 80 mm Type 1 </p> <p>N 2-bolt mounting Pilot Ø 50 mm </p> <p>T 4-bolt mounting Ø 52 mm w/O-ring </p> <p>G Outboard bearing Ø 80 mm Type 2 </p>	<p>20 Rectangular flange </p> <p>12 Thread (UN-2B) SAE O-ring BOSS </p> <p>01 BSP pipe thread ISO 228/1 </p> <p>30 Rectangular flange </p> <p>07 Split flange SAE* ISO 61 62-1 Type 1 Metric threads </p> <p>40 Split flange SAE* ISO 61 62-1 Type 2 UNC threads </p> <p>03 Thread, metric ISO 6149 w/seal ring </p>	

Fuente: Catálogo, Rexroth Bosch Group

Según ficha técnica, la serie de la bomba marca Rexroth es **AZPF-1X** cuyo código de pedido es **AZPF-1X-016RRR01MB**.


➤ **Selección de motor eléctrico**

Según los cálculos obtenidos, los parámetros del motor que requiere este diseño son los siguientes:

- Potencia del motor = 18.1 Hp
- Velocidad de rotación = 1800 rpm / 4 polos / trifásica - 60 Hz.

Se seleccionó un motor de la marca WEG- W22 carcasa de hierro cuya ficha técnica es:

Figura 4.15: Ficha técnica del motor seleccionado

		ELECTROMOTORES JVM SAC		Nr.:	
HOJA DE DATOS					
Motor trifásico de inducción - Rotor de jaula					
Cliente		:			
Línea del producto		: W22 Carcasa de Hierro Gris - High Efficiency - IE2			
Carcasa	:	160M			
Potencia	:	20 HP			
Frecuencia	:	60 Hz			
Polos	:	4			
Rotación nominal	:	1775 rpm			
Deslizamiento	:	1,39 %			
Voltaje nominal	:	220/380/440 V			
Corriente nominal	:	52,8/30,6/26,4 A			
Corriente de arranque	:	375/217/187 A			
Ip/In	:	7,1			
Corriente en vacío	:	27,2/15,7/13,6 A			
Par nominal	:	80,7 Nm			
Par de arranque	:	270 %			
Par máxima	:	300 %			
Categoría	:	—			
Clase de aislación	:	F			
Elevación de temperatura	:	80 K			
Tiempo de rotor bloqueado	:	11 s (caliente)			
Factor de servicio	:	1,15			
Régimen de servicio	:	S1			
Temperatura ambiente	:	-20°C - +40°C			
Altitud	:	1000 m			
Protección	:	IPW55			
Masa aproximada	:	120 kg			
Momento de inercia	:	0,11878 kgm ²			
Nivel de ruido	:	64 dB(A)			
	Delantero	Trasero	Carga	Factor de potencia	Rendimiento (%)
Rodamiento	6309 ZZ-C3	6209 ZZ-C3	100%	0,81	92,0
Intervalo de lubricación	—	—	75%	0,75	92,0
Cantidad de grasa	—	—	50%	0,64	91,0

Fuente: Catálogo, Weg 2023

La potencia del motor elegido es de 20 Hp (15 kW) y su velocidad de rotación es de 1775 rpm. Con estos valores se procede a recalculer el caudal que impulsará la bomba usando la siguiente ecuación:

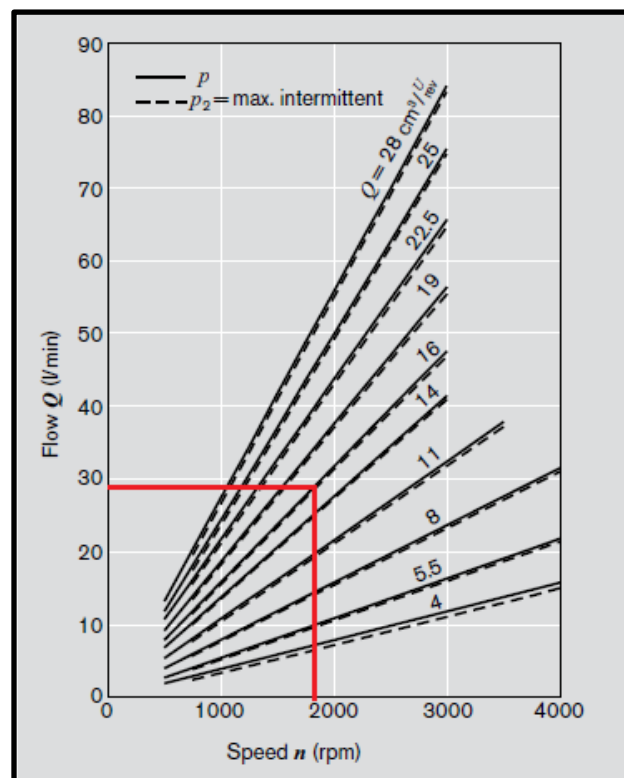
$$Pot = \frac{P \times Q}{600 \times n_m}$$

$$15 = \frac{250 \times Q}{600 \times 0.8}$$

$$Q = 28.8 \text{ l/min}$$

Este valor concuerda con la gráfica del caudal vs RPM.

Figura 4.16: Caudal vs RPM



Fuente: Catálogo, Rexroth Bosch Group

Con este caudal, se recalculó también la velocidad y el tiempo de salida del vástago, cuyos valores actualizados son: 0.01527 m/s y 2.22 min respectivamente).

➤ **Selección del depósito hidráulico**

Según cálculos obtenidos tenemos de referencia que el volumen mínimo del depósito de aceite, debe ser de 80 galones.

Escogeremos el depósito recomendado por la empresa LDI Industries, cuyas características son las siguientes:

Figura 4.17: Depósito de aceite

NOTE: All dimensions are inches

Tank Dimensions (inches)											
Capacity (gal)	Part No.	A Length	B Height	C Width	Mounting Centers		Access Cover	Material Thickness		Piece Weight (lb)	Gusset Qty
					D1 ± .12	D2 ± .12		End	Top		
10	V10010	21.50	19.00	17.62	18.25	16.50	12.00	7 Ga	7 Ga	101	2
15	V10015	25.50	19.00	17.62	22.25	16.50	12.00	7 Ga	7 Ga	112	2
20	V10020	29.50	19.00	17.62	26.25	16.50	12.00	7 Ga	7 Ga	123	2
30	V10030	35.50	19.38	23.62	32.25	22.50	12.00	7 Ga	7 Ga	171	2
40	V10040	35.50	21.00	23.62	32.25	22.50	12.00	7 Ga	7 Ga	181	2
50	V10050	35.50	23.00	23.62	32.25	22.50	14.00	7 Ga	7 Ga	191	2
60	V10060	47.50	20.56	26.62	44.25	25.50	12.00	7 Ga	.25	262	2
80	V10080	60.00	21.50	27.00	56.25	25.50	14.00	7 Ga	.38	375	4
100	V100100	60.00	23.50	27.00	56.25	25.50	14.00	7 Ga	.38	380	4
120	V100120	60.00	27.00	30.00	56.25	28.50	16.00	.38	.38	539	4
150	V100150	60.00	31.00	30.00	56.25	28.50	16.00	.38	.38	587	4
200	V100200	72.00	29.38	36.00	68.25	34.50	18.00	.38	.38	827	4
300	V100300	72.00	38.50	36.00	68.25	34.50	18.00	.38	.38	980	4
400	V100400	72.00	38.50	48.00	68.25	46.50	18.00	.38	.50	1578	4
500	V100500	72.00	43.00	48.00	68.25	46.50	18.00	.38	.50	1733	4
600	V100600	96.00	43.00	48.00	92.25	46.50	18.00	.38	.50	1838	4
700	V100700	96.00	49.00	48.00	92.25	46.50	18.00	.38	.50	1996	4

Dimensions and specifications are subject to change without notice. Not all items are Made-To-Stock, contact us for availability. 01/19

Ph : 920-682-6877
 Fx : 920-684-7210

LDI Industries

sales@ldi-industries.com
 www.ldi-industries.com

Fuente: Reservoirs/Tanks Reservoir Accessories Lubrication Equipment, LDI Industrie

➤ **Selección de aceite**

El aceite se selecciona en función de la presión de trabajo. Este diseño trabajará a una presión de 250 bar, por ello, según recomendación de la norma DIN 51524 se usará un aceite tipo HLP (Lubricante hidráulico con aditivos a base de fósforo). El fósforo actúa como un antidesgaste.

Tabla 4.2: Recomendación de aceite según presión

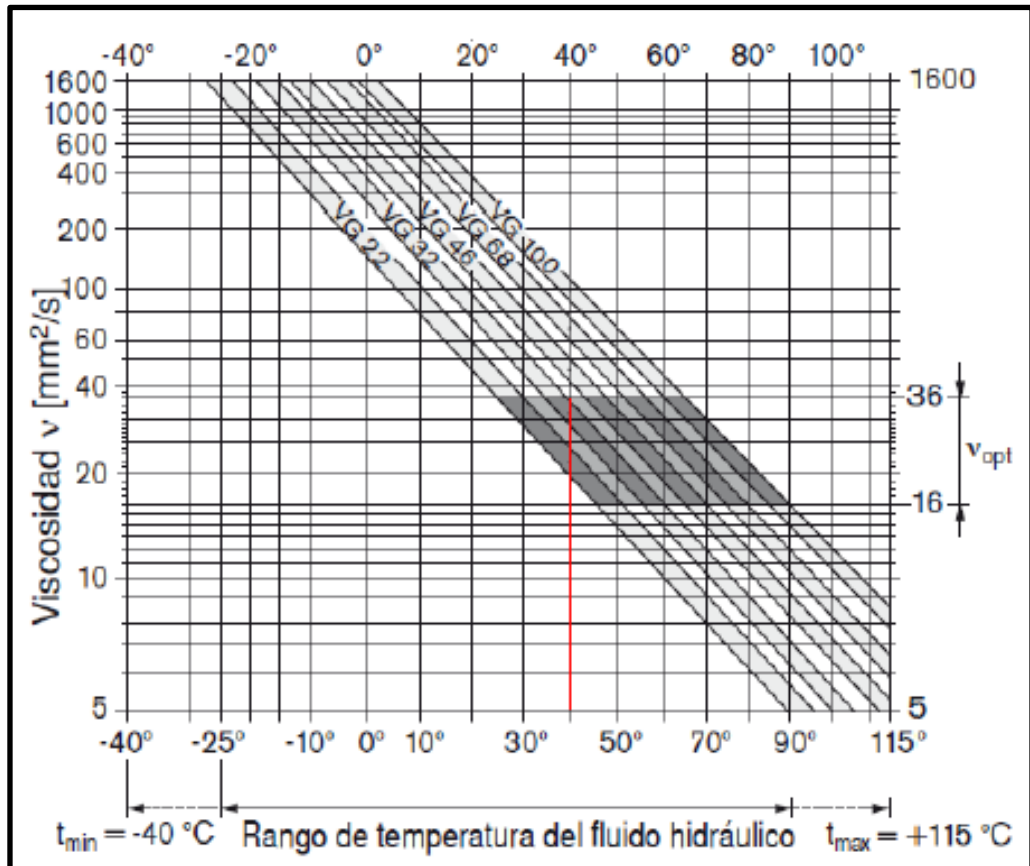
Presión de trabajo	Tipo de aceite recomendado
Hasta 160 bar	Aceite mineral con aditivos para mejorar su resistencia al envejecimiento y elevar su protección contra la corrosión. Designación: Aceite mineral HL según DIN 51524 parte 1
Hasta 350 bar	Aceite mineral con aditivos para mejorar su resistencia al envejecimiento, elevar su protección contra la corrosión y reducir el desgaste. Designación: Aceite mineral HLP según DIN 51524 parte 2

Fuente: Tesis de Diseño de un banco de pruebas para bombas de pistones axiales con sensor de carga de hasta 140 cc/rev (Jara,2016)

El grado de viscosidad del aceite fué elegido según la norma DIN 51519. La temperatura de trabajo de las pruebas hidráulicas no supera los 40 °C, con este valor, usando el diagrama de selección de viscosidad, se eligió un aceite de grado VG32. Además, según los catálogos de los equipos hidráulicos, para cada grado de viscosidad recomiendan un rango de viscosidad cinemática llamada viscosidad óptima el cual es el siguiente:

$$V_{opt} = [16; 36] \text{ mm/s}^2$$

Figura 4.18: Diagrama de selección de viscosidad

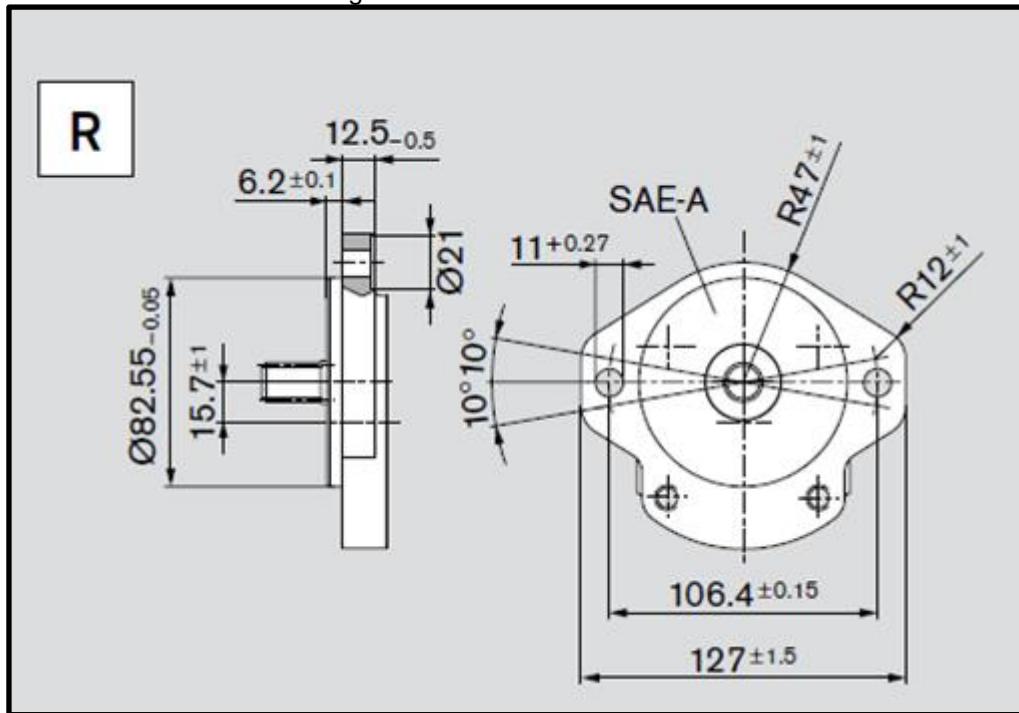


Fuente: Fundamentos y componentes de la Oleohidráulica. Rexroth, 1991

➤ Selección de la campana

La campana es el elemento que permite mantener la alineación de los ejes del motor eléctrico y el eje de la bomba a través de amarres de las caras de ambos elementos. Es por ello que se toma en cuenta el frame del motor eléctrico (dimensiones y agujeros) el cual ficha técnica es 160M y el frame de la bomba hidráulica.

Figura 4.19: Frame de la bomba



Fuente: Catálogo, Rexroth Bosch Group

El frame de amarre de la bomba resulta ser un SAE A, entonces la campana se desarrolla tomando en cuenta estos datos.


Podemos diseñar o también hacer un pedido Campana 160 M-SAE A de dos agujeros

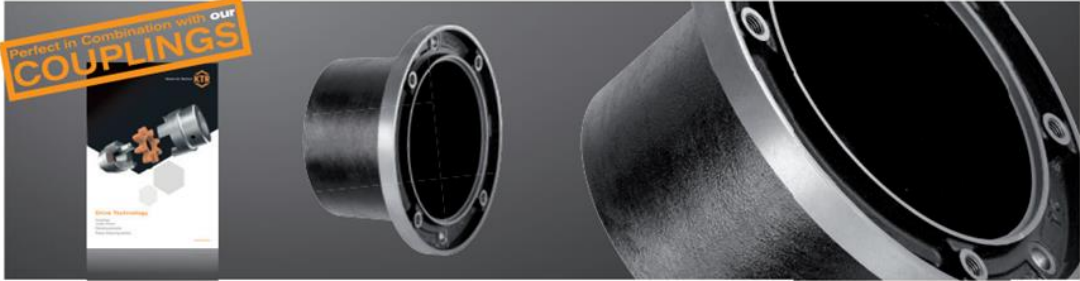
Para este caso nos basaremos en la marca KTR

Figura 4.20: Dimensiones de campanas

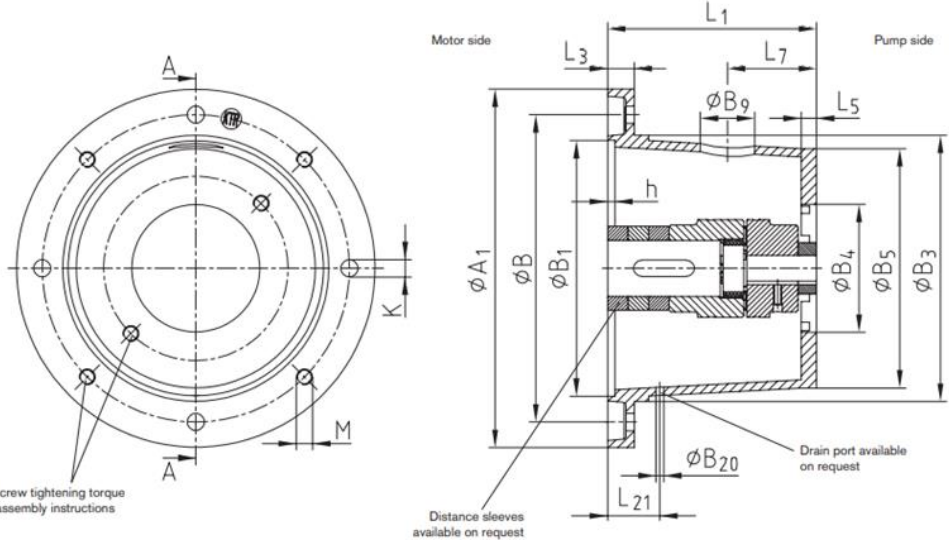
HYDRAULIC COMPONENTS

Bell housings type PG made of cast iron





Bell housings made of cast iron (type PG)



For screw tightening torque see assembly instructions

Distance sleeves available on request

Drain port available on request

Please specify in the order in case if the bellhousing is needed in an oilproof design (extra charge)!

Bell housings made of cast iron																								
IEC motor size	kW with n = 1500 rpm	Bellhousing size	Gasket DP size	Foot flange PTFE/PTFS	Dimensions (mm)															Min.	Venting hole		Drain port	
					A ₁	B	B ₁	B ₃	h	K	M	L ₁	L ₃	L ₅	B ₅	B ₄	B ₉	L ₇	B ₂₀		L ₂₁			
132S/132M	5.5 7.5	PG 300/5/..	300	300	300	265	230	234	5	14	M12	144	20	15	215	30	50	63	7.5	45				
160M/160L	11	PG 350/4/..	350	350	350	300	250	260	7	17	M16	188	26	15	242	76	50	82	7.5	51				
180M/180L	22	PG 350/6/..										204			235			87						
		PG 400/2/..										256			280			118						
200L	30	PG 400/4/..	400	400	400	350	300	300	7	17	M16	204	26	20	260	97	50	92	7.5	51				
		PG 400/5/..										228			280			104						

If venting holes resp. drain ports are required, please specify in your order.

Ordering example:	PG	250	1	4
	Bellhousing type made of cast iron	Flange diameter of IEC motor	Serial model code	In-house modification code

For continuously updated data refer to our online catalogue at www.ktr.com

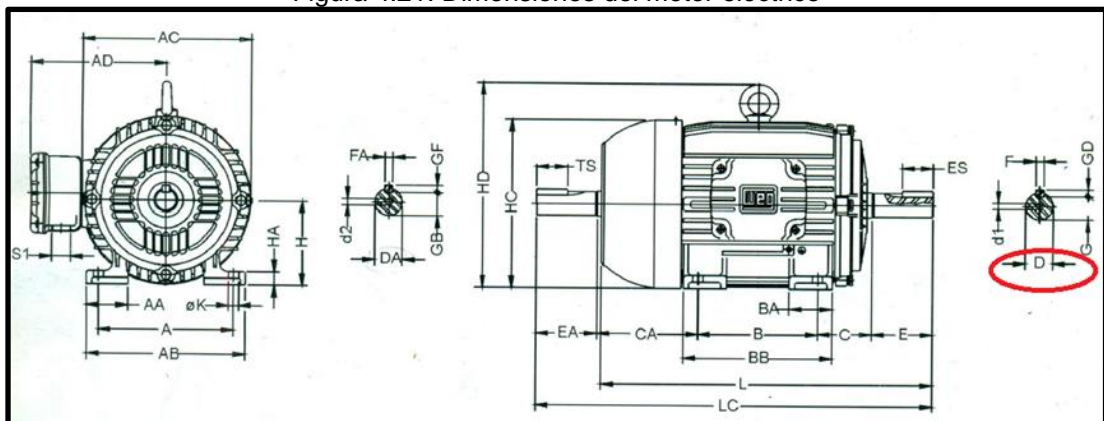
Fuente: Catálogos Couplings, KTR

Por lo tanto el modelo de campana es **PG-160-1-4**

➤ **Selección del acople Motor eléctrico - Bomba hidráulica**

El acople es el elemento que sirve para transmitir la potencia desde el motor eléctrico a la bomba a través de sus ejes. Para la selección del acople haremos uso de la ficha técnica de la marca Magnaloy en donde para elegir el acople es necesario saber la velocidad del motor, la potencia y el diámetro del eje del motor eléctrico. Para nuestro caso, la potencia del motor elegido es de 20 HP, la velocidad es el aproximado de 1800 RPM y el eje es 42mm, según la ficha técnica:

Figura 4.21: Dimensiones del motor eléctrico



Fuente: Catálogo, Weg 2023

Figura 4.22: Selección de dimensiones del motor eléctrico

Carcasa IEC	A	AA	AB	AC	AD	B	BA	BB	C	CA	Punta del eje delantera						Punta del eje trasera						
											ØD	E	ES	F	G	GD	ØDA	EA	TS	FA	GB	GF	
63	100	21	116	125	113	80	22	95	40	78	116	23	14	4	8,5	4	96	20	12	3	7,2	3	
71	117	30	132	141	121	90	38	113,5	45	88	146	30	18	5	11	5	116	23	14	4	8,5	4	
80	125	35	149	159	130	100	40	125,5	50	93	196	40	28	6	15,5	6	146	30	18		11		
90S	140	38	164	179	150		42	131	56	104	246	50	36		20		166	40	28	5	13	5	
90L					125			156															
100L	160	49	188	199	160		50	173	63	118	286	60	45	8		7	226			6	18,5	6	
112M	190	48	220	222	180	140		177	70	128				24			246				20		
132S								187															
132M	216	51	248	270	207	178		225	89	150	386	80	63	10	33		286	60	45	8	24	7	
132M1					203	72		250															
160M	254	64	308	312	250	210		254	108	174	426					8							
160L					254	65		298						12	37			426			12	37	8
180M	279	80	350	358	270	241		294	121	200	486												
180L					279	75						110	80	14	42,5	9							

Fuente: Catálogo, Weg 2023

Entonces según ellos verificamos la ficha técnica del acople

Figura 4.23: Ficha técnica de acople

Coupling Model	Maximum Bore	Wr ² lb.- ft ²	Insert Number	Rated Torque lb.- in.	Torsional Rigidity lb-in/Deg	Horse Power Rating@		
						100 rpm	1200 rpm	1800 rpm
100	1-1/8	.0046	170N	340.7	42	.55	6.5	9.8
			170U	511.0	53	.82	9.8	14.7
			170H	1,022.1	182	1.65	19.8	29.7
200	1-3/8	.0068	270N	398.3	55	.64	7.6	11.5
			270U	597.4	68	.96	11.5	17.2
			270H	1,194.9	234	1.92	23.0	34.5
300	1-5/8	.022	370N	701.4	81	1.12	13.5	20.2
			370U	1,052.1	148	1.68	20.2	30.3
			370H	2,104.2	336	3.36	40.4	60.6
400	1-7/8	.031	470N	1,056.3	138	1.69	20.3	30.4
			470U	1,584.5	310	2.5	30.4	45.6
			470H	3,168.9	488	5.1	60.8	91.3
500	2-3/8	.071	570N	2,194.8	314	3.5	42.1	63.2
			570U	3,292.2	695	5.3	63.2	94.8
			570H	6,584.4	1,571	10.5	126.4	189.6
600	2-5/8	.16	670N	4,946.7	676	7.9	94.9	142.5
			670U	7,420.1	1,510	11.9	142.5	213.7
			670H	14,840.1	2,960	23.7	284.9	427.4
700	2-7/8	.34	770N	11,639.8	1,805	18.6	223.5	335.2
			770U	17,459.7	2,104	27.9	335.2	502.8
			770H	29,099.5	-	46.5	558.75	838.0
800	3-7/8	.95	870N	21,889.4	3,680	35.0	420.3	630.4
			870U	32,834.1	-	52.5	630.4	945.6
			870H	47,062.2	-	75.2	903.0	1,354.5
900	4-3/4	4.20	970N	47,842.3	8,428	76.5	918.6	1,377.9
			970U	71,763.5	-	114.8	1,377.9	2,066.8

magnaloy coupling company P.O. Box 455 Alpena, MI 49707 989-356-2186 3

Fuente: Catálogo Magnaloy

Entonces el acople seleccionado será del **modelo 470N**.

➤ Selección de manómetros

Trabajaremos con la marca comercial Stauff. La presión máxima del banco de pruebas es de 250 bar, usamos el manómetro vertical 1/4 NPT código **SPG-063-00400-01-P-N04-U**, según la ficha técnica. La presión máxima es de 400 bar el cual nos servirá para pruebas hidráulicas futuras de bombas o motores hidráulicos.

Figura 4.24: Manómetro



Fuente: Catálogos hidráulicos, Stauff 2021

Figura 4.25: Código de Pedido de Manómetro

Order Codes

SPG - 063 - 00160 - 01 - P - B04 - U

① ② ③ ④ ⑤ ⑥ ⑦

① Series and Type
Stainless Steel Pressure Gauge **SPG**

② Size
 Ø 63 mm, with G1/4 or 1/4 NPT connection **063**
 Ø 100 mm, with G1/2 or 1/2 NPT connection **100**

③ Pressure Ranges

Pressure Ranges for style of scale 01 - bar/PSI	Code	Pressure Ranges for style of scale 05 - PSI/bar	Code
-1 ... 1,5 bar / -14,5 ... 21 PSI	(-00001)-00001.5	-1,02 ... 0 bar / -30 inHg ... 0 PSI	30HG30
-1 ... 3 bar / -14,5 ... 43 PSI	(-00001)-00003	-1,02 ... 2,07 bar / -30 inHg ... 30 PSI	03030
0 ... 10 bar / 0 ... 145 PSI	00010	0 ... 2,07 bar / 0 ... 30 PSI	00030
0 ... 16 bar / 0 ... 232 PSI	00016	0 ... 4,14 bar / 0 ... 60 PSI	00060
0 ... 25 bar / 0 ... 362 PSI	00025	0 ... 6,89 bar / 0 ... 100 PSI	00100
0 ... 40 bar / 0 ... 580 PSI	00040	0 ... 11,03 bar / 0 ... 160 PSI	00160
0 ... 60 bar / 0 ... 870 PSI	00060	0 ... 13,79 bar / 0 ... 200 PSI	00200
0 ... 100 bar / 0 ... 1450 PSI	00100	0 ... 20,68 bar / 0 ... 300 PSI	00300
0 ... 160 bar / 0 ... 2320 PSI	00160	0 ... 34,74 bar / 0 ... 500 PSI	00500
0 ... 250 bar / 0 ... 3625 PSI	00250	0 ... 41,37 bar / 0 ... 600 PSI	00600
0 ... 400 bar / 0 ... 5801 PSI	00400	0 ... 68,95 bar / 0 ... 1000 PSI	01000
0 ... 600 bar / 0 ... 8702 PSI	00600	0 ... 103,42 bar / 0 ... 1500 PSI	01500
0 ... 680 bar / 0 ... 9862 PSI	00680	0 ... 137,90 bar / 0 ... 2000 PSI	02000
0 ... 700 bar / 0 ... 10152 PSI	00700	0 ... 206,84 bar / 0 ... 3000 PSI	03000
0 ... 1000 bar / 0 ... 14503 PSI	01000	0 ... 275,79 bar / 0 ... 4000 PSI	04000
		0 ... 344,74 bar / 0 ... 5000 PSI	05000
		0 ... 413,69 bar / 0 ... 6000 PSI	06000
		0 ... 517,11 bar / 0 ... 7500 PSI	07500
		0 ... 689,48 bar / 0 ... 10000 PSI	10000

Note: Others on request. Information always refer to the pressure setting of the outside scale.

④ Styles of Scales

bar / PSI (bar outside/PSI inside - standard option Europe)	01
bar	02
PSI	03
PSI / bar (PSI outside/bar inside - standard option North America)	05
kPa / PSI (kPa outside/PSI inside)	10

Note: Others on request.

⑤ Adaption

Stem mounting	S
Panel mounting	P

⑥ Process Connection

G1/4 (only SPG-063)	B04
G1/2 (only SPG-100)	B08
1/4 NPT (only SPG-063)	N04
1/2 NPT (only SPG-100)	N08
7/16-20 UNF (only SPG-063)	U04

Note: Others on request.

⑦ Accessories

No accessory	(none)
U-bolt assembly	U
Front flange assembly (for panel mount only)	F
Rear flange assembly	R
U-bolt and front flange assembly (for panel mount only)	UF
Protective rubber cap (for stem mount only)	G

Fuente: Catálogos hidráulicos, Stauff 2021

➤ **Selección de tuberías**

Para la selección de tuberías es necesario mantener un régimen laminar en el fluido, basándonos en las velocidades recomendadas del libro Oleodraulica de Serrano (2002), usaremos:

Tabla 4.3: Velocidad seleccionada

Líneas de tubería	velocidad (m/s)
Línea de presión	6
Línea de retorno	3
Línea de succión	1.2

Fuente: Elaboración Propia

Además, gracias a la selección de la bomba, se calculó el caudal máximo en el sistema cuyo valor es *28.8 l/min*

recordando:

$$D = \sqrt{\frac{(Q)(66.6)}{(V)(\pi)}} \dots\dots\dots (4)$$

Donde:

D = diámetro de la tubería (mm)

Q = caudal máximo de la bomba seleccionada (Lpm)

V = velocidad (m/s)

- **Cálculo de diámetro de tubería de succión (*V = 1.2m/s*)**

Reemplazamos en la fórmula 8:

$$D = \sqrt{\frac{(Q)(66.6)}{(V)(\pi)}} \dots\dots\dots (4)$$

$$D = \sqrt{\frac{(28.8)(66.6)}{(1.2)(\pi)}}$$

$$D = 22.5mm$$

- Cálculo de diámetro de tubería de presión ($V = 6m/s$)

Reemplazamos en la fórmula 8:

$$D = \sqrt{\frac{(28.8)(66.6)}{(V)(\pi)}} \dots\dots\dots (4)$$

$$D = \sqrt{\frac{(28.8)(66.6)}{(6)(\pi)}}$$

$$D = 10.1mm$$

- Cálculo de diámetro de tubería de retorno ($V = 3m/s$)

Reemplazamos en la fórmula:

$$D = \sqrt{\frac{(28.8)(66.6)}{(V)(\pi)}} \dots\dots\dots (4)$$

$$D = \sqrt{\frac{(28.8)(66.6)}{(3)(\pi)}}$$

$$D = 14.26mm$$

Para la selección de la tubería o tubing será considerada la marca GS Hydro. La tubería de presión será la única que soportará 250 bar.

Figura 4.26: Selección de Tubería de Succión

Pipe E235N (St 37.4 NBK) Cr-VI-free plated							
Part No	Size	ID Code	Working Pressure			Burst Pressure	Weight [kg/m]
			1. DNV [bar]	2. DNV [bar]	3. DIN [bar]	4. DNV [bar]	
22X1.5ST37.4NBK/ZN*	22 x 1.5	3202221500	114	130	175	571	0.76
22X2ST37.4NBK/ZN	22 x 2.0	3202222000	166	190	228	780	0.99
22X2.5ST37.4NBK/ZN*	22 x 2.5	3202222500	221	253	280	1000	1.09
25X2ST37.4NBK/ZN*	25 x 2.0	3202252000	145	166	203	678	1.13
25X2.5ST37.4NBK/ZN*	25 x 2.5	3202252500	192	220	249	867	1.39
25X4ST37.4NBK/ZN	25 x 4.0	3202254000	343	395	380	1486	2.07
28X2ST37.4NBK/ZN	28 x 2.0	3202282000	129	147	182	600	1.28
28X2.5ST37.4NBK/ZN*	28 x 2.5	3202282500	170	195	225	765	1.57
28X3ST37.4NBK/ZN*	28 x 3.0	3202283000	213	244	266	936	1.85
30X2ST37.4NBK/ZN*	30 x 2.0	3202302000	120	137	171	557	1.38
30X3ST37.4NBK/ZN	30 x 3.0	3202303000	197	226	249	867	2.00
30X4ST37.4NBK/ZN*	30 x 4.0	3202304000	279	321	324	1200	2.51
35X2ST37.4NBK/ZN	35 x 2.0	3202352000	102	116	148	473	1.63
35X3ST37.4NBK/ZN*	35 x 3.0	3202353000	167	191	216	731	2.37
38X2.5ST37.4NBK/ZN*	38 x 2.5	3202382500	123	141	169	549	2.19
38X3ST37.4NBK/ZN*	38 x 3.0	3202383000	153	175	200	669	2.59

Items with black letters: Recommended sizes. Normally stock items.
*) Items with grey letters: Non-standard sizes. Limited availability.

1. Bended pipe including manufacturing and corrosion tolerances.
2. Straight pipe including manufacturing and corrosion tolerances.
3. DIN 2413 (II) Dynamic straight pipe including manufacturing tolerance.
4. Based on Tensile value, wall thickness tolerance not included.

Continue next page

Succión

188

Fuente : Tubería GS Hydro

Figura 4.27: Selección de Tubería Presión y Retorno

Pipe E355N (St 52.4 NBK) phosphated and oiled							
Part No	Size	ID Code	Working Pressure			Burst Pressure	Weight [kg/m]
			1. DNV [bar]	2. DNV [bar]	3. DIN [bar]	4. DNV [bar]	
14X2ST52.4NBK*	14 x 2.0	3101142000	411	473	456	1777	0.59
15X1.5ST52.4NBK	15 x 1.5	3101151500	259	297	330	1184	0.50
15X2ST52.4NBK*	15 x 2.0	3101152000	381	438	429	1640	0.61
16X1.5ST52.4NBK*	16 x 1.5	3101161500	242	277	311	1103	0.54
16X2ST52.4NBK	16 x 2.0	3101162000	355	408	404	1523	0.69
16X2.5ST52.4NBK	16 x 2.5	3101162500	475	547	493	1974	0.83
18X1.5ST52.4NBK	18 x 1.5	3101181500	214	244	279	969	0.61
18X2ST52.4NBK	18 x 2.0	3101182000	313	358	364	1333	0.79
20X2ST52.4NBK	20 x 2.0	3101202000	279	319	330	1184	0.89
20X2.5ST52.4NBK	20 x 2.5	3101202500	371	426	404	1523	1.08
20X3ST52.4NBK	20 x 3.0	3101203000	467	537	476	1881	1.25
22X1.5ST52.4NBK*	22 x 1.5	3101221500	173	197	231	780	0.76
22X2ST52.4NBK	22 x 2.0	3101222000	252	288	303	1066	0.99
25X2ST52.4NBK*	25 x 2.0	3101252000	220	251	269	927	1.13
25X2.5ST52.4NBK	25 x 2.5	3101252500	291	333	330	1184	1.39

Presión

Retorno

Fuente : Tubería GS Hydro

Entonces las tuberías seleccionadas son

Tubería de succión: diámetro externo 28mm, espesor de pared 2 mm, diámetro interior 24mm. Por la cual se trabajará con tubería de 1”.

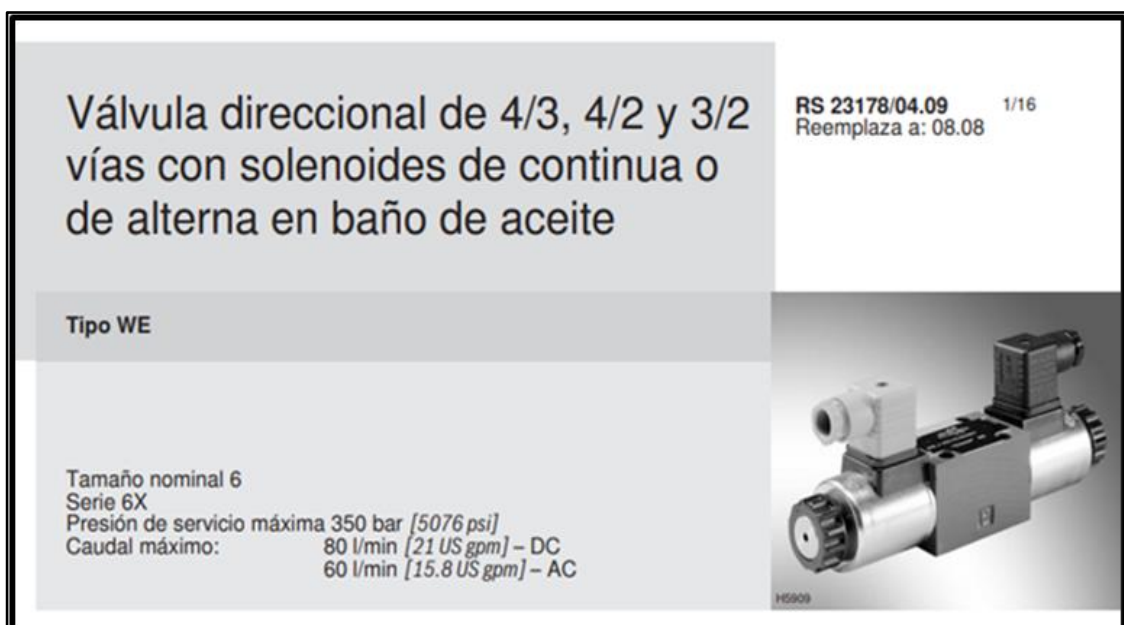
Tubería de presión: diámetro externo 15 mm, espesor de pared 1.5 mm, diámetro interno 12 mm. Presión máxima 259 bar. (aquí está incluido el doblez en la tubería, según prueba DNV 1). Por la cual se trabajará con tubería de 1/2”

Tubería de retorno: diámetro externo 18mm, espesor de pared 1.5 mm, diámetro interno 15 mm. Por la cual se trabajará con tubería de 3/4”

➤ **Selección de electroválvula direccional**

Para la selección de la válvula direccional nos basaremos en los modelos modulares de la marca rexroth, estas válvulas son de tamaños TN 6 (cetop 03), TN 10 (Cetop 05), etc.

Figura 4.28: Selección de válvula



Fuente: Catálogo, Rexroth Bosch Group

Seleccionamos las más pequeñas comercialmente hablando y estas son las válvulas TN 06 (cetop 03), porque tienen la capacidad de soportar un caudal máximo de 50 l/min.

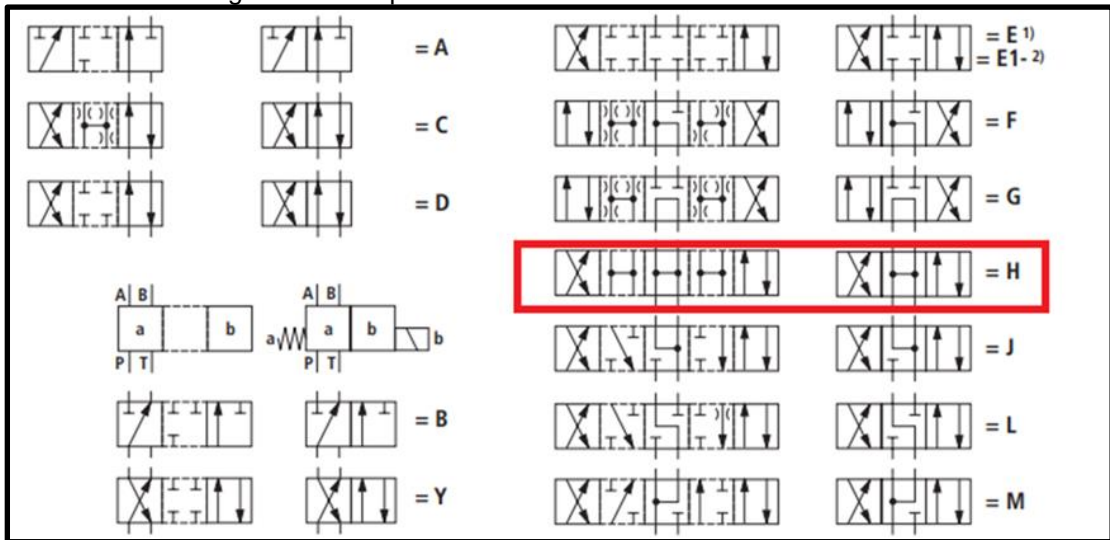
Figura 4.29: Datos técnicos de la válvula direccional

Datos técnicos (¡Para utilización con valores distintos, consúltenos!)			
generales			
Masa	- Válvula con 1 solenoide	kg [lbs]	1,45 [3.2]
	- Válvula con 2 solenoides	kg [lbs]	1,95 [4.3]
Posición de montaje	opcional		
Rango de temperatura ambiente	°C [°F]	-30 hasta +50 [-22 hasta +122] (juntas NBR) -20 hasta +50 [-4 hasta +122] (juntas FKM)	
hidráulicos			
Presión de servicio máxima	- conexión A, B, P	bar [psi]	350 [5076]
	- conexión T	bar [psi]	210 [3050] (DC); 160 [2320] (AC) En símbolo A y B la conexión T se debe utilizar como conexión de fugas.
Caudal máximo		l/min [US gpm]	80 [21] (DC); 60 [15.8] (AC)
Sección del caudal (posición de conmutación 0)	- símbolo pistón Q	mm ²	aprox. 6 % de la sección nominal
	- símbolo pistón W	mm ²	aprox. 3 % de la sección nominal
Fluido hidráulico ¹⁾	Aceite mineral (HL, HLP) según DIN 51524 ²⁾ ; fluidos hidráulicos rápidamente biodegradables según VDMA 24568 (ver también RS 90221); HETG (aceite de colza) ²⁾ ; HEPG (poliglicoles) ³⁾ ; HEES (ésteres sintéticos) ³⁾ ; otros fluidos a pedido		
Rango de temperatura del fluido hidráulico	°C [°F]	-30 hasta +80 [-22 hasta +176] (juntas NBR) -15 hasta +80 [-4 hasta +176] (juntas FKM)	
Rango de viscosidad		mm ² /s [SUS]	2,8 hasta 500 [35 hasta 2320]

Fuente: Catálogo, Rexroth Bosch Group

Podemos apreciar en su descripción que estas válvulas pueden resistir hasta 350 bar (5000 PSI), el centro a considerar es el centro H.

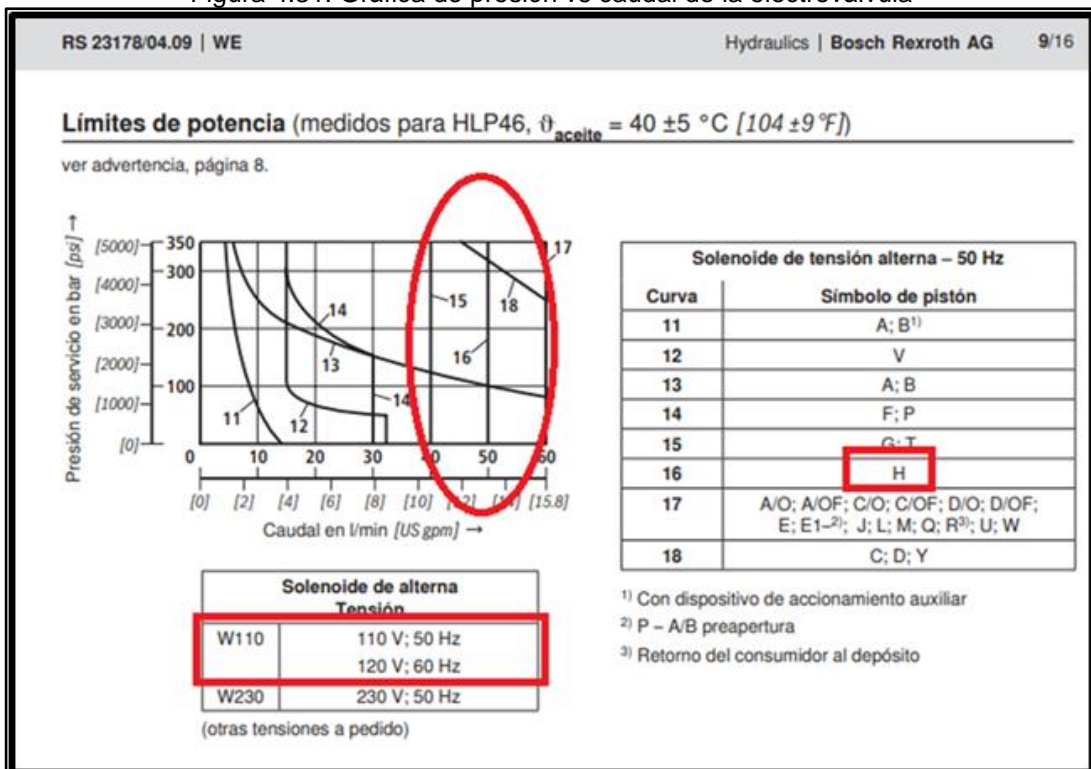
Figura 4.30: Representación de la electroválvula direccional



Fuente: Catálogo, Rexroth Bosch Group

Y con ello teniendo una tensión de control de 120VAC, el caudal que se puede operar es hasta de 50 l/min, muy por encima de lo que envía nuestra bomba de engranajes

Figura 4.31: Gráfica de presión vs caudal de la electroválvula



Fuente: Catálogo, Rexroth Bosch Group

La selección de la electroválvula direccional es 4WE6H6X/EW110N9K4

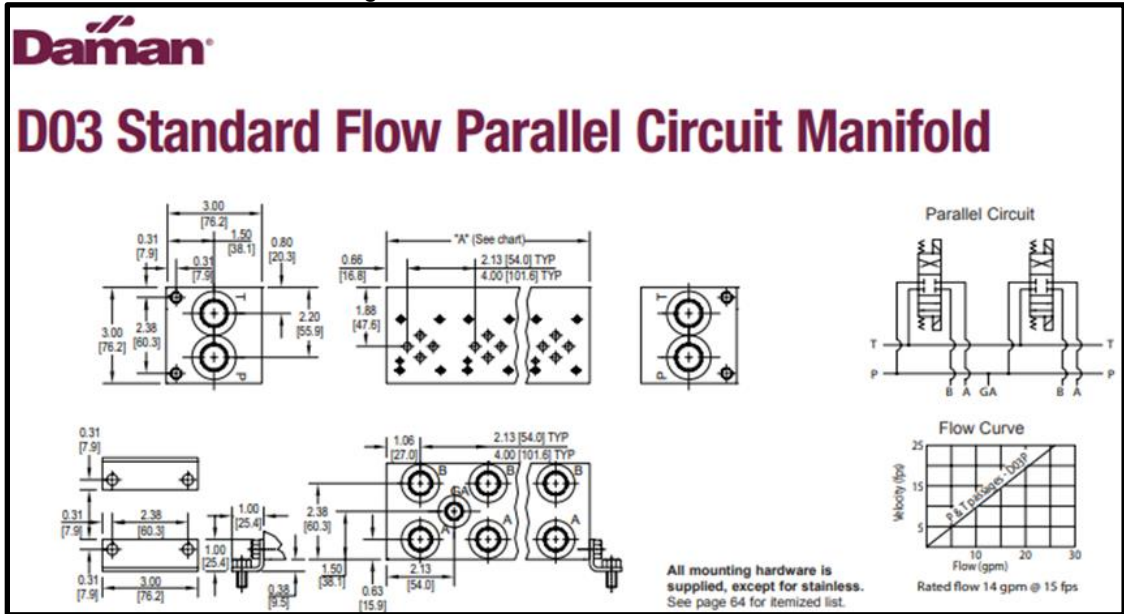
Figura 4.32: Selección de electroválvula con número de pedido

	WE	6	6X	E			
3 conexiones principales							
4 conexiones principales							
Tamaño nominal 6							
Símbolos pistón p. ej. C, E, EA, EB etc.; versión posible, ver página 4							
Serie 60 hasta 69 (60 hasta 69: medidas de instalación y conexión invariadas)							
Con retorno por resorte							
Sin retorno por resorte							
Sin retorno por resorte con fiador							
Solenoides de alta potencia húmedo (en baño de aceite) con bobina extraíble							
Tensión continua 24 V							
Tensión alterna 230 V 50/60 Hz							
Tensión alterna 120 V ó 110 V 50/60 Hz							
Tensión continua 205 V							
Solenoides de tensión continua con rectificador para tensión alterna (no referida a frecuencia; sólo disponible con conector insertable con tapa D, página 14)							
Otros códigos de pedido para tensiones y frecuencias especiales, ver página 7							
Con dispositivo de accionamiento auxiliar protegido (estándar)							
Con dispositivo de accionamiento auxiliar							
Sin dispositivo de accionamiento auxiliar							
Conexión eléctrica							
Conexión Individual							
Sin conector con enchufe DIN EN 175301-803							
Sin conector con enchufe AMP Junior-Timer							
Sin conector con enchufe DT 04-2PA (enchufe Deutsch)							
Sin conector con enchufe M12x1 con indicador luminoso							
Sin conector con enchufe M12x1 con indicador luminoso (sin conexión de Pin 1 a Pin 2)							
Conexión central							
Introducción de cable en la tapa, con indicador luminoso							
Colocación central en la tapa, con indicador luminoso (sin conector)							
Otras conexiones eléctricas, ver RS 08010							

Fuente: Catálogo, Rexroth Bosch Group

➤ Selección del manifold

Figura 4.33: Dimensiones de Manifold



Fuente: Catálogos Daman

Figura 4.34: Código de Pedido de Manifold

Material	Valve Pattern	Circuit	No. of Stations	Valve Spacing	Port Threads	Options																								
A Aluminum - 6061-T6 3000† psi • 20.7 MPa D Ductile Iron - D4512 5000† psi • 34.5 MPa S* Stainless Steel - 17-4 5000† psi • 34.5 MPa † Working pressure should be considered in accordance with ISO 4413 to determine appropriate material type. *All stainless steel products are passivated.	D03 ISO 4401-03-02 NFPA T3.5.1-D03 See Tech Information	P Parallel Circuit Standard Flow	Aluminum 01...20 Available with spacing code 2 02...16 Available with spacing code 4 Ductile Iron 01...16 Available with spacing code 2 02...16 Available with spacing code 4 Stainless Steel 01...09 Available with spacing code 2 02...05 Available with spacing code 4	2 2.13 inch 54.0 mm 4 4.00 inch 101.6 mm	P* NPTF • ANSI B1.20.3 S SAE • ISO 11926 B BSPP • ISO 1179 M ISO • ISO 6149 T* BSPT • ISO 7	See next page for available options and ordering codes. <table border="1"> <thead> <tr> <th>Port Threads</th> <th>P & T</th> <th>A & B</th> <th>GA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>P*</td> <td>0.50</td> <td>0.38</td> <td>0.25</td> </tr> <tr> <td>S</td> <td>-10</td> <td>-8</td> <td>-6</td> </tr> <tr> <td>B</td> <td>0.50</td> <td>0.38</td> <td>none</td> </tr> <tr> <td>M</td> <td>M22</td> <td>M18</td> <td>none</td> </tr> <tr> <td>T*</td> <td>0.50</td> <td>0.38</td> <td>none</td> </tr> </tbody> </table> * Pipe ports in stainless can experience galling	Port Threads	P & T	A & B	GA	P*	0.50	0.38	0.25	S	-10	-8	-6	B	0.50	0.38	none	M	M22	M18	none	T*	0.50	0.38	none
Port Threads	P & T	A & B	GA																											
P*	0.50	0.38	0.25																											
S	-10	-8	-6																											
B	0.50	0.38	none																											
M	M22	M18	none																											
T*	0.50	0.38	none																											

Fuente: Catálogos Daman

El manifold es el componente en el cual se coloca el bloque de válvulas y contiene las conexiones hacia las mangueras

Para este caso nos ayudamos de las fichas técnicas de la marca Manifold DAMAN, teniendo en cuenta que tiene que ser TN 06 (Cetop 03), seleccionaremos el modelo estándar.

Entonces considerando las características, el modelo seleccionado es el **Manifold DD03P012B**.

➤ Selección de válvulas de alivio

La válvula de alivio modular debe estar de acuerdo al tamaño de la válvula direccional (TN6), en los catálogos rexroth esta válvula es el modelo ZDBD.

Figura 4.35: Válvula de alivio



Fuente: Catálogo, Rexroth Bosch Group

Podemos apreciar en su ficha técnica que la presión de soporte de esta válvula es de 315 bar (4500 PSI) y el caudal que puede soportar es de 50 l/min.

Figura 4.36: Válvula de alívio

Dados para pedido

	Z	DBD	6	1XB	/	*
--	---	-----	---	-----	---	---

Placa Intermediária = Z

Para as execuções **DC** ou **DD** indicar: 2 válvulas limitadoras de pressão tipo cartucho = 2

Válvula limitadora de pressão, diretamente operada = DBD

Comando

Parafuso regulador com tampa protetora = s

Botão giratório = h

Tamanho nominal 6 = 6

Demais indicações em texto complementar

sem desig. = Vedações em NBR, resistente a óleo mineral (HL, HLP) conf. DIN 51524

V = Vedações em FKM, resistente a éster fosfato (HFD-R)

25 = Pressão máxima ajustável: 25 bar
 50 = Pressão máxima ajustável: 50 bar
 100 = Pressão máxima ajustável: 100 bar
 200 = Pressão máxima ajustável: 200 bar
315 = Pressão máxima ajustável: 315 bar

18 = Série 1X B
 (10 a 19 = medidas de instalação e de conexões inalteradas)

Limitação de pressão, de - para:

DA = A - T
DP = P - T
 DB = B - I
 DC = A - T ou B - T
 DD = A - B ou B - A

Dados Técnicos (Na utilização fora das características consultar a Bosch Rexroth.)

Características hidráulicas	
Fluido hidráulico	Óleo mineral (HL, HLP) conforme DIN 51524 Éster fosfato (HFD-R)
Faixa de temperatura do fluido hidráulico °C	- 30 até + 80 (com vedações NBR) - 20 até + 80 (com vedações FPM)
Faixa de viscosidade mm ² /s	10 até 800
Grau de contaminação	Máximo grau de contaminação permitido para o fluido hidráulico conforme NAS 1638 classe 9. Para isto recomendamos um filtro com uma taxa mínima de retenção de B ₁₀ > 75.
Faixa de pressão de operação	Entrada até 315 bar; saída até 160 bar

Curvas características

RP 25 751D/04.05
2/6
ZDBD 6/Z2DBD 6

Fuente: Catálogo, Rexroth Bosch Group

La válvula principal de protección será seleccionada de la siguiente manera, para ajuste con llave allen y seteada a 250 bar.

La selección queda como **ZDBDS6DP18B/315**.

Figura 4.37: Válvula de limitadora de presión

Dados para pedido

Z	DBD	6	1XB	/	*
---	-----	---	-----	---	---

Demais indicações em texto complementar

sem desig. = Vedações em NBR, resistente a óleo mineral (HL, HLP) conf. DIN 51524

V = Vedações em FKM, resistente a éster fosfato (HFD-R)

25 = Pressão máxima ajustável: 25 bar
 50 = Pressão máxima ajustável: 50 bar
 100 = Pressão máxima ajustável: 100 bar
 200 = Pressão máxima ajustável: 200 bar
 315 = Pressão máxima ajustável: 315 bar

18 = Série 1X B
 (10 a 19 = medidas de instalação e de conexões inalteradas)

Limitação de pressão, de - para:

DA =	A - T
DP =	P - T
DB =	B - I
DC =	A - T ou B - T
DD =	A - B ou B - A

Placa Intermediária = Z

Para as execuções **DC** ou **DD** Indicar: 2 válvulas limitadoras de pressão tipo cartucho = 2

Válvula limitadora de pressão, diretamente operada = DBD

Comando
 Parafuso regulador com tampa protetora = S
Botão giratório = h

Tamanho nominal 6 = 6

Fuente: Catálogo, Rexroth Bosch Group

La válvula secundaria será seleccionada de la siguiente manera, para ajuste con perilla ya que será seteado a la presión de trabajo del cilindro.

La selección queda como **ZDBDH6DP18B/315**.

Para nuestro caso, usaremos dos válvulas de alivio en línea. Las cuales seleccionamos:

Válvula alivio: ZDBDS6DP18B/315.

Válvula limitadora: ZDBDH6DP18B/315.

➤ **Selección de válvula estranguladora con check**

Las válvulas estranguladoras por ser modular deben estar de acuerdo con el tamaño de la electroválvula direccional, es decir TN 6, para nuestro caso seleccionaremos de la marca Rexroth.

Figura 4.38: Válvula estranguladora con check



Fuente: Catálogo, Rexroth Bosch Group

La válvula estranguladora debe ser TN6, debe tener estrangulación en ambos sentidos, basta con tornillos para el ajuste y todo lo demás estándar.

Figura 4.39: Selección de Válvula Estranguladora

2/8 Bosch Rexroth AG | Hydraulics
Z2FS | RE 27506/05.11

Ordering code

	Z2FS	6	-	4X	/				*
--	-------------	----------	---	-----------	---	--	--	--	---

<p>Twin throttle check valve; sandwich plate design</p> <p>Size 6</p> <p>Throttle check valve side A and B</p> <p>Throttle check valve side A</p> <p>Throttle check valve side B</p> <p>Adjustment type</p> <p>Setscrew with lock nut and protective cap</p> <p>Lockable rotary knob with scale</p> <p>Spindle with internal hexagon and scale</p> <p>Rotary knob with scale</p>	<p style="text-align: right;">= 6</p> <p style="text-align: right;">= --¹⁾</p> <p style="text-align: right;">= A</p> <p style="text-align: right;">= B</p> <p style="text-align: right;">= 2</p> <p style="text-align: right;">= 3²⁾</p> <p style="text-align: right;">= 5</p> <p style="text-align: right;">= 7</p>	<p style="text-align: right;">Further details in the plain text</p> <p style="text-align: right;">No code = Without locating hole</p> <p style="text-align: right;">/60³⁾ = With locating hole</p> <p style="text-align: right;">No code =</p> <p style="text-align: right;">V =</p> <p style="text-align: right;">Seal material</p> <p style="text-align: right;">NBR seals</p> <p style="text-align: right;">FKM seals</p> <p style="text-align: right;">(other seals upon request)</p> <p style="text-align: right;">Attention!</p> <p style="text-align: right;">Observe compatibility of seals with hydraulic fluid used!</p> <p style="text-align: right;">1Q = With fine adjustment</p> <p style="text-align: right;">2Q = Standard design</p> <p style="text-align: right;">4X = Component series 40 to 49 (40 to 49: unchanged installation and connection dimensions)</p>
---	--	--

¹⁾ Identical adjustment types on the A and B side.

²⁾ H key with material no. **R900008158** is included in the delivery.

³⁾ Locating pin ISO 8752-3x8-St, material no. **R900005694** (separate order)

Standard types and standard units are contained in the EPS (standard price list).

Symbols (① = component side, ② = plate side)

Type Z2FS 6 -...

Supply throttling

Type Z2FS 6 B...

Supply throttling

Type Z2FS 6 -...

Discharge throttling

Type Z2FS 6 A...

Discharge throttling

Fuente: Catálogo, Rexroth Bosch Group

118

Figura 4.40: Capacidad de Válvula Estranguladora

4/8 Bosch Rexroth AG Hydraulics		Z2FS RE 27506/05.11
Technical Data (For applications outside these parameters, please consult us!)		
general		
Weight	kg	Approx. 0.8
Installation position		Any
Ambient temperature range	°C	-20 to +80
hydraulic		
Maximum operating pressure	bar	315
Maximum flow	l/min	80
Hydraulic fluid		See table below
Hydraulic fluid temperature range	°C	-20 to +80
Viscosity range	mm ² /s	10 to 800
Maximum permitted degree of contamination of the hydraulic fluid - cleanliness class according to ISO 4406 (c)		Class 20/18/15 ¹⁾

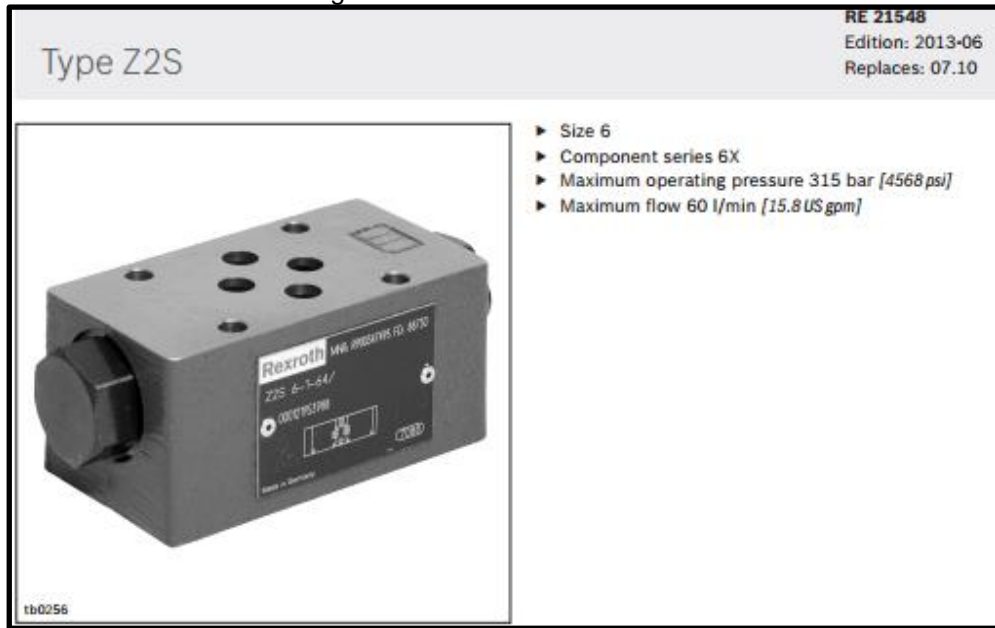
Fuente: Catálogo, Rexroth Bosch Group

Según su ficha técnica, la válvula estranguladora **Z2FSK 6-2-10/2Q** que puede soportar 350 bar y 80 l/min.

➤ **Selección de válvula doble check pilotada**

La válvula doble check pilotada por ser modular deben estar de acuerdo con el tamaño de la electroválvula direccional, es decir TN 6, para nuestro caso seleccionaremos de la marca Rexroth.

Figura 4.41: Válvula doble check

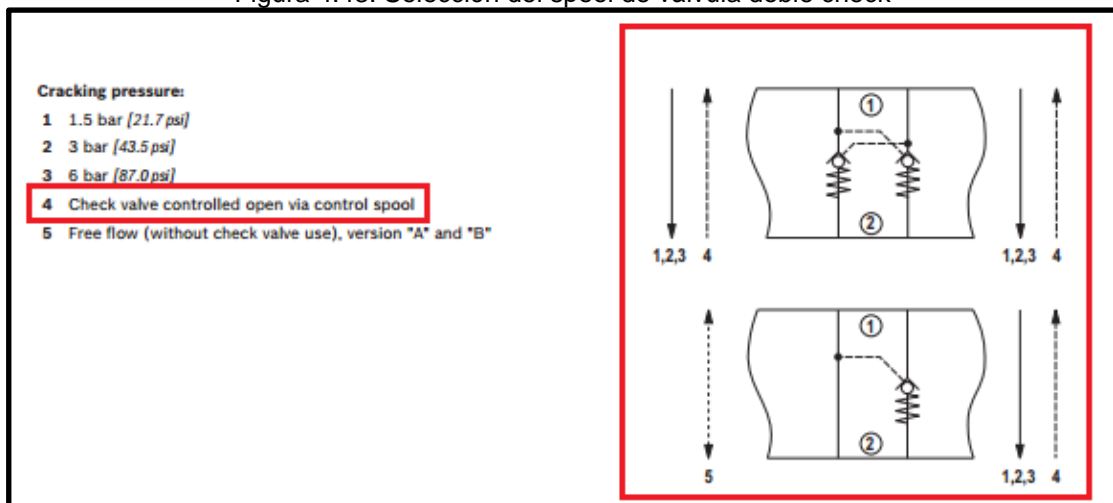


Fuente: Catálogo, Rexroth Bosch Group
Figura 4.42: Selección de válvula doble check

Ordering code									
01	02	03	04	05	06	07	08	09	10
Z2S	6			-	6X	/			*
01	Check valve, sandwich plate								Z2S
02	Size 6								6
Leakage-free blocking									
03	In channel A and B								-
	In channel A								A
	In channel B								B
Cracking pressure									
04	1.5 bar [21.7 psi]								1
	3 bar [43.5 psi]								2
	6 bar [86.0 psi]								3
05	Component series 60 to 69 (60 to 69: Unchanged installation and connection dimensions)								6X
06	Surface without corrosion resistance ¹⁾								no code
Seal material									
07	NBR seals								no code
	FKM seals								V
The selection is dependent on the operating parameters (hydraulic fluid, temperature, etc).									
Locating hole									
08	Without locating hole								no code
	With locating hole								/60
	With locating hole and locking pin ISO 8752-3x8-St								/62

Fuente: Catálogo, Rexroth Bosch Group

Figura 4.43: Selección del spool de válvula doble check



Fuente: Catálogo, Rexroth Bosch Group

Según su ficha técnica, la válvula doble check pilotada es **Z2S6-1-64** que puede soportar 315 bar y 80 l/min.

➤ Selección de mangueras

Para la selección de mangueras debemos tener en cuenta la presión de trabajo y el diámetro. Para mangueras de alta presión la empresa Acorsa Perú recomienda SAE100R2AT, seleccionamos el DASH-8, la cual nos indica que es una manguera de 1/2" cuya presión máxima de trabajo es de 4000 psi y la presión de ruptura es de 16000 psi.
<https://acorsaperu.com>

Figura 4.44: Selección de Manguera Hidráulica

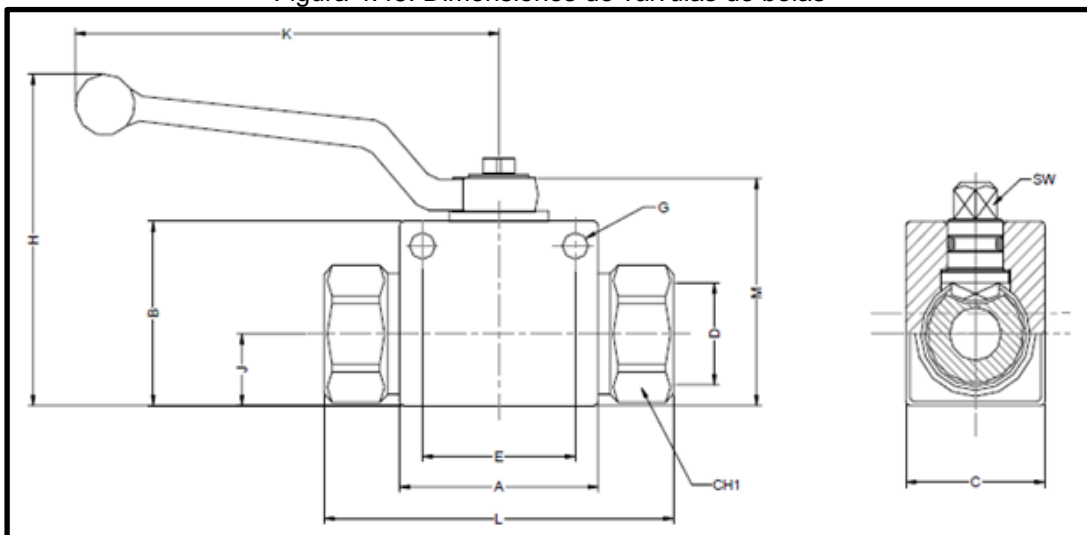
SAE100R2AT								
Diseñada para trabajar en líneas de alta presión hidráulica. Cumple o supera los requisitos de la SAE 100R2 Tipo AT y SAE 100R2 Tipo S y requisitos de la norma EN 853 2SN.								
DASH	Hose I.D. (In.)	Hose O.D. (In.)	Working Pressure (psi)	Min. Burst Pressure (psi)	Min. Bend Radius (In.)	CONSTRUCCION		
						TUBO	REFUERZO	CUBIERTA
-3	3/16	0.52	5.800	23.200	3.5	Nitrilo	2 Trenzas, Alambre	NBR/PVC
-4	1/4	0.58	5.800	23.200	4.0			
-5	5/16	0.67	5.000	20.000	2.6			
-6	3/8	0.73	4.800	19.200	5.0			
-8	1/2	0.86	4.000	16.000	7.0			
-10	5/8	0.98	3.630	14.520	8.0			
-12	3/4	1.14	3.120	12.480	9.5			
-16	1	1.48	2.400	9.600	12.0			
-20	1,1/4	1.87	1.820	7.280	16.5			
-24	1,1/2	2.15	1.310	5.240	20.0			
-32	2	2.65	1.160	4.640	25.0	Constante -40°C +100°C (T max aire = +70°C) Temperatura ambiente -40°C +80°C		

Fuente: <https://acorsaperu.com>

➤ Selección de válvulas de bola de alta presión

Se selecciona de acuerdo al diámetro de la tubería de presión, en este caso 1/2".

Figura 4.45: Dimensiones de válvulas de bolas



Fuente: Catálogo, Rexroth Bosch Group

Figura 4.46: Selección de válvulas de bolas

DN	D	ABC		CH1	L	A	B	M	K	H	J	
		Con Taladros	Sin Taladros									
06	1/2" BSP	402.1111AB	402.1011AB	500Bar	22	74,60	40	35	45,50	105,50	71	13
	1/2" NPT	402.1111BB	402.1011BB									
	7/16"-20ORB	402.1111GA	402.1011GA									
10	3/4" BSP	402.1112AC	402.1012AC	500Bar	27	75,40	45	40	50,50	105,50	76	16
	3/4" NPT	402.1112BC	402.1012BC									
	9/16"-18ORB	402.1112GC	402.1012GC									
13	1/2" BSP	402.1113AD	402.1013AD	500Bar	30	84,50	50	45	55,5	105,50	81	17,50
	1/2" NPT	402.1113BD	402.1013BD									
	3/4"-16ORB	402.1113GF	402.1013GF									
20	1/2" BSP	402.1114AE	402.1014AE	400Bar	41	93,40	60	58	73	159,50	108	23
	3/4" NPT	402.1114BE	402.1014BE									
	1 1/16"-12ORB	402.1114GK	402.1014GK									


Fuente: Catálogo, Rexroth Bosch Group

Por ello, se selecciona la válvula de bola de alta presión **402.1113AD**.


➤ Selección de filtro de succión

El filtro de succión se selecciona de la marca STAUFF, tomando en cuenta el diámetro de tubería (1"), tipo de rosca interior (NPT) y caudal máximo que existe en el sistema (28.8 lpm).

Figura 4.47: Filtro de succión



Filtros de Succión - Serie SUS



Campo de aplicación:
Instalación en reservorio para conexión de línea de succión directa

Especificaciones

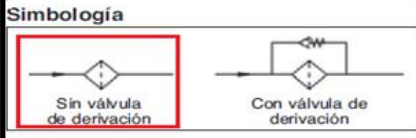
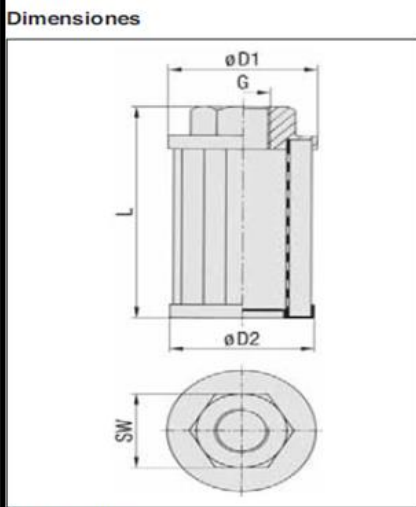
- Apto para aceite mineral
- Formas de roscas BSP y NPT
- Material filtrante de 60, 125 o 250 micrones, malla en acero inoxidable
- Temperatura hasta 120°C
- Válvula de derivación ("by-pass") opcional, presión de apertura 0,2 bar (3 PSI)
- Tapas roscadas hechas de poliamida reforzada con fibra de vidrio (P) o de Aluminio (A) ver Tabla abajo, demás componentes de acero zincado

Los filtros de succión SUS STAUFF se encuentran disponibles con una válvula de derivación integrada. Otras configuraciones especiales mediante consulta.

Fuente: Catálogos hidráulicos, Stauff 2023

Figura 4.48: Selección de Filtro de succión

Tamaño de grupo				Dimensiones					Q max l/min	Material de tapa disponible
Ø superior tapa	Ø boca código	Elemento Longitud	D1	D2	G	SW	L			
040 - B06F - 075			39,5	38,5	1/4 BSP	22	75	8	P	
050 - B06F - 067					1/4 BSP		67	10	P	
050 - N06F - 067					1/4 NPT	26	90	11	A,P	
050 - N06F - 090			50	49	1/2 BSP		105	15	P	
050 - B08F - 105					1/2 NPT				A,P	
050 - N08F - 105					1/2 BSP	34	105	25	P	
068 - B12F - 105					1/4 NPT				A,P	
068 - N12F - 105			68	66	1 BSP				P	
068 - B16F - 140					1 NPT	42	140	50	A,P	
068 - N16F - 140					1 1/4 BSP	50			P	
088 - B20F - 140					1 1/4 NPT		140	65	A,P	
088 - N20F - 140					1 1/2 BSP		195	88	A,P	
088 - N20F - 195					1 1/2 NPT	60	140	95	P	
088 - B24F - 140			88	85	1 1/2 BSP		226	120	A,P	
088 - N24F - 140					1 1/2 NPT		260	198	A,P	
088 - N24F - 226					2 NPT	70			A	
088 - N24F - 260					1 1/2 BSP		200	200	P	
088 - N32F - 260					1 1/2 NPT				P	
102 - B24F - 200					2 BSP	72	225	225	P	
102 - N24F - 200			102	100			260	260	P	
102 - B32F - 200							300	300	P	
102 - B32F - 225							260	260	P	
102 - B32F - 260							300	300	P	
102 - B32F - 300					2 NPT		260	260	P	
102 - N32F - 260					2 1/2 BSP	86	191	290	P	
131 - B40F - 191					2 1/2 NPT		212	300	P	
131 - B40F - 212			131	128					P	



Fuente: Catálogos hidráulicos, Stauff 2023

Por ello el número de pedido es **SUS- A-068-N16F-140-125-O**.

➤ Selección de filtro de retorno

El filtro de retorno se selecciona tomando en cuenta el diámetro de tubería (3/4"), tipo de rosca interior (NPT) y caudal máximo que existe en el sistema (28.8 lpm).

Figura 4.49: Filtro de retorno



Fuente: Catálogos hidráulicos, Stauff 2023

Figura 4.50: Selección del filtro de retorno

RF 070 ... B / B / M / G / L1 / X

Tipo de filtro RF

Grupo	Caudal	
	l/min	GPM
014	60	14
030	110	30
045	160	45
070	240	70
090	330	90
130	500	130

*Nota: el caudal exacto depende del elemento filtrante escogido. Ver los Datos técnicos en págs. 229 y 230

Para filtros completos

Material de filtro de identificación + código de micraje
(ver código de pedido elementos filtrantes abajo)

Material de sello

B	NBR (Buna-N®)
V	FPM (Viton®)
E	EPDM

Otro material de sello mediante consulta

Código de diseño
Solamente para información

Funciones adicionales Pos.*

L	Conexión para fuga de aceite	1	2
---	------------------------------	---	---

* Posición de conexión para aceite de fuga: ver la pág. 232 sin ningún código; montaje en el medio de la cubierta del filtro.

Conexión de salida

O	Salida estándar (sin rosca)
G	Cuba de filtro sin salida roscada

Indicador de contaminación (ver la pág. 227)

M	Manómetro	1	2
G42	Indicador eléctrico 42 V		
G110	Indicador eléctrico 110 V		
G220	Indicador eléctrico 220 V		

* Posición del indicador de contaminación ver pág. 227 sin ningún código; montaje en el medio de la cubierta del filtro.

Código	Tipo de conexión	Grupo					
		014	030	045	070	090	130
B	BSP (estándar)	G ³ / ₄	G1	G1 ¹ / ₄	G1 ¹ / ₂	G2	G2
B 1	BSP	G ¹ / ₂	G ¹ / ₂	G1 ¹ / ₂	G1 ¹ / ₄	G1 ¹ / ₄	G1 ¹ / ₄
B 2	BSP	G1	G ³ / ₄	—	—	G1 ¹ / ₂	G1 ¹ / ₂
N	NPT	³ / ₄ "	1"	1 ¹ / ₄ "	1 ¹ / ₂ "	2"	2"
N 1	NPT	1"	³ / ₄ "	1 ¹ / ₂ "	1 ¹ / ₄ "	1 ¹ / ₂ "	1 ¹ / ₂ "
U	ROSCA SAE	1 ¹ / ₈	1 ¹ / ₁₆	1 ⁵ / ₈	1 ⁷ / ₈	1 ⁷ / ₈	1 ⁷ / ₈
U 1	ROSCA SAE	1 ⁵ / ₈	1 ¹ / ₁₆	1 ⁷ / ₈	1 ⁵ / ₈	1 ⁵ / ₈	1 ⁵ / ₈
F	Brida SAE (3000 PSI)	—	—	—	—	2"	2"

Bridas no suministradas

RE-014 G 10 V /X

Serie RE

Grupo
De acuerdo con la carcasa

Código	Material	max. Δp* colapso	Micrajes disponibles
N	Papel	16 bar (232 PSI)	10, 20
G	Fibra de vidrio inorgánica	30 bar (435 PSI)	25, 50, 100, 200
S, B	Malla inoxidable	30 bar (435 PSI)	

*Resistencia rompimiento/colapso conforme ISO 2941

Letras en negrito significan el material de preferencia, otros materiales filtrantes o micraje mediante consulta.

Código de diseño
Solamente para información

Material de sello

B	NBR (Buna-N®)
V	FPM (Viton®)
E	EPDM

Otros materiales de sello mediante consulta

Micraje

03	3 μm
05	5 μm
10	10 μm
20	20 μm
25	25 μm
50	50 μm
100	100 μm
200	200 μm

Otros micrajes mediante consulta

Fuente: Catálogos hidráulicos, Stauff 2023

El filtro de retorno seleccionado es el **RF014G10B/N/O**.

➤ **Selección de filtro de aire**

El filtro de aire se utiliza para quitar el agua del aire que ingresa al tanque, ya que el agua es perjudicial para los componentes del sistema hidráulico.

Figura 4.51: Selección del filtro de aire



Fuente: Catálogos hidráulicos, Stauff 2023

Cada ingreso máximo de aire sería el volumen del cilindro que se llena, el caso más crítico es el cilindro de diámetro 200 y con carrera 2000mm, lo que hace un volumen 62.8 Litros.

Figura 4.52: Conversión Humedad relativa



Fuente: Lenntech

Entonces la cantidad de agua por kilo de aire es de 17.59 g y por su densidad es 17.59 ml por kilo de aire

La densidad del aire es 1.29 Kg/m³ entonces la cantidad de agua por 1 prueba es:

$$\frac{17.59 \text{ ml de agua}}{1 \text{ Kg de aire}} \times \frac{1.29 \text{ Kg de aire}}{1000 \text{ litros de aire}} = \frac{0.02269 \text{ ml de agua}}{\text{litro de aire}}$$

Y como sabemos la cantidad de aire que ingresa al tanque por una prueba de 62.8 litros es 0.02269 ml de agua, entonces realizaremos para 100 pruebas: (6280 litros)

Esto conlleva una cantidad de agua de 0.02269*6280 = 142.5 ml de agua.

Entonces:

$$142.5 \text{ ml de agua} \times \frac{1 \text{ cups}}{236.58 \text{ ml de agua}} = 0.6 \text{ cups}$$

Con ello seleccionamos el filtro de aire:

Figura 4.53: Selección de Filtro de aire

Air flow rate	From 20 CFM (150 gpm)
Solid contaminant filtration efficiency	2 micron, 100% efficiency (35 CFM)
Chemical resistance	Impervious to alkalis, mineral oils, non-oxidizing acids, salt water, hydrocarbons, and synthetic oils.
HPB-34 (mini)	2.8 fl oz / 0.35 cup water capacity
HPB-100	4.9 fl oz / 0.6 cup water capacity
HPB-101, B-154	8.6 fl oz / 0.6 cup water capacity
HPB-102, B-302	16.56 fl oz / 2.1 cup water capacity
HPBR-102	16.56 fl oz / 2.1 cup water capacity
HPB-103	16.56 fl oz / 2.1 cup water capacity
HPB-108	21.47 fl oz / 2.6 cup water capacity
HPB-109	21.47 fl oz / 2.6 cup water capacity
Operating temp.	-20°F (-28°C) to 200°F (93°C)

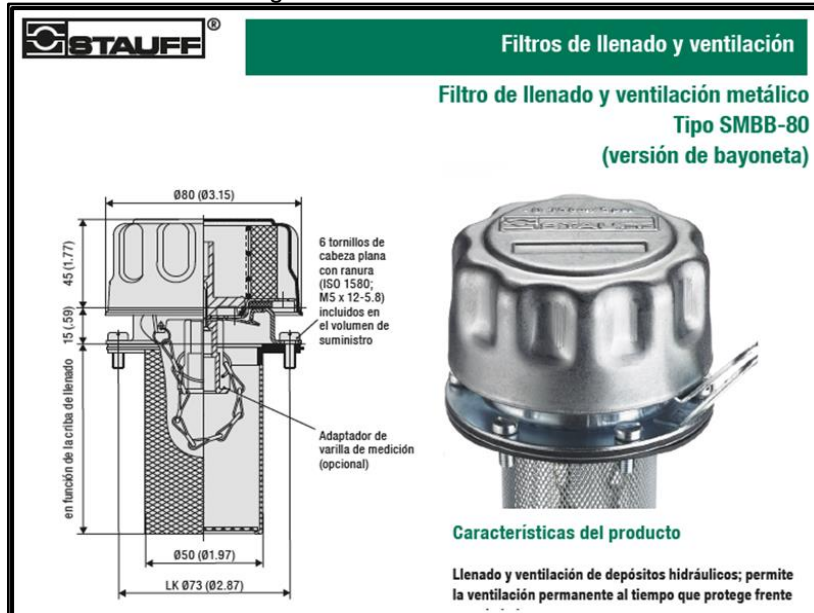
Fuente: Catálogos filtros, Stauff 2023

Por ello, la selección del filtro de aire es **HPB-101**

➤ **Selección de tapa de llenado**

La tapa de llenado es seleccionada de acuerdo a una medida estándar de 80 mm de diámetro de tapa y el grado de filtración de papel filtrante.

Figura 4.54: Filtro de llenado



Fuente: Catálogos hidráulicos, Stauff 2023

Figura 4.55: Selección de Filtro de llenado

SMBB - 80 - S - L - 10 - O - C - S080 - O

① ② ③ ④ ⑤ ⑥ ⑦ ⑧ ⑨

① Tipo/Versión

Filtro de llenado y ventilación metálico; Versión de bayoneta **SMBB**

② Diámetro de tapa Ø / Material / Superficie

Diámetro de tapa Ø 80 mm / 3.15 in; tapa de acero, revestimiento de cinc/níquel (estándar de entrega) **80**

Diámetro de tapa Ø 80 mm / 3.15 in, Tapa de acero, cromado **80C**

Diámetro de tapa Ø 80 mm / 3.15 in; Tapa de acero, con revestimiento en polvo **80E**

③ Modelo de logotipo

Con logotipo STAUFF (estándar de entrega) **S**

Modelo neutro sin logotipo **N**

④ Mecanismo de cierre

Sin mecanismo de cierre (estándar de entrega) **0**

Con mecanismo de cierre (ver figura arriba) **L**

⑤ Elemento del filtro de aire (material/grado de filtración)

Sin elemento de filtro de aire **0**

3 µm papel filtrante **03**

10 µm espuma/PUR (estándar de entrega) 10

40 µm espuma/PUR **40**

Materiales/grados de filtración alternativos a petición.

⑥ Entrada de presión

Sin entrada de presión (estándar de entrega) **0**

Con entrada de presión de 0,35 bar / 5 PSI **B0.35**

Con entrada de presión a 0,7 bar / 10 PSI **B0.7**

Ver página 26 para obtener más información.

⑦ Material de la junta

Corcho (sin entrada de presión) **C**

NBR (Buna-N®) (con entrada de presión) **B**

⑧ Criba de llenado

Sin criba de llenado **0**

Criba de llenado metálica (80 mm / 3.15 in) (estándar de entrega) S080

Criba de llenado de plástico (95 mm / 3.74 in) **S095P**

Criba de llenado metálica (100 mm / 3.94 in) **S100**

Criba de llenado metálica (150 mm / 5.91 in) **S150**

Criba de llenado metálica (200 mm / 7.87 in) **S200**

⑨ Varilla de medición

Sin varilla de medición (estándar de entrega) **0**

Adaptador de varilla de medición, apto para varilla de medición DS-1 **A**

Con adaptador de varilla de medición y varilla de medición de plástico DS-1, con pantalla protectora integrada **D300**

Varilla de medición de plástico (300 mm / 11.81 in) con imán integrado **D300M**

Fuente: Catálogos hidráulicos, Stauff 2023

Por ello seleccionamos el filtro de la marca STAUFF cuyo código de selección es **SMBB-80-S-O-10-O-C-S080-0**.

➤ **Selección de visor de nivel**

El indicador de nivel es seleccionado de acuerdo a una medida estándar.

Figura 4.56: Dimensiones de indicador de nivel

Dimensiones

Tolerancia máxima permitida para orificios de fijación (medida L2) conforme a DIN ISO 2768-f: ±0,20 mm / .008 in para todos los tamaños nominales.

Tamaño nominal	Dimensiones (mm/in)									
	A	B	C (máx.)	D	E	F (con T1)	F (con T2)	L1	L2	L3
SNA-076	45	34,5	8	28	43,5	165,5	265,5	108	76	31
	1.77	1.36	.32	1.10	1.71	6.52	10.45	4.25	2.99	1.22
SNA-127	45	34,5	8	28	43,5	165,5	265,5	159	127	76
	1.77	1.36	.32	1.10	1.71	6.52	10.45	6.26	5.00	2.99
SNA-150	45	34,5	8	28	43,5	165,5	265,5	182	150	99
	1.77	1.36	.32	1.10	1.71	6.52	10.45	7.17	5.91	3.90
SNA-176	45	34,5	8	28	43,5	165,5	265,5	208	176	124
	1.77	1.36	.32	1.10	1.71	6.52	10.45	8.19	6.93	4.88

Fuente: Catálogos hidráulicos, Stauff 2023

Figura 4.57: Selección de indicador de nivel

SNA - 127 - B - S - O - 12 - O - 60								
①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	
① Tipo	Indicador de nivel óptico SNA							
② Tamaño nominal	SNA-076 (tamaño nominal 76 mm / 2.99 in) 076		SNA-127 (tamaño nominal 127 mm / 5.00 in) 127		SNA-150 (tamaño nominal 150 mm / 5.91 in) 150		SNA-176 (tamaño nominal 176 mm / 6.93 in) 176	
	SNA-254 (tamaño nominal 254 mm / 10.00 in) 254		SNA-305 (tamaño nominal 305 mm / 12.00 in) 305		SNA-381 (tamaño nominal 381 mm / 15.00 in) 381		Ver página 15 para tamaños nominales alternativos.	
③ Material de sellado	NBR (Buna-N®) (estándar de entrega) B		FKM (Viton®) V					
④ Modelo de placas de escala	Con logotipo STAUFF (estándar de entrega) S		Modelo neutro sin logotipo N		Modelo definido por el cliente (indicar) X			
⑤ Termómetro	Sin termómetro (estándar de entrega) 0							
⑥ Tornillos huecos	Rosca métrica ISO M12 (estándar de entrega) 12		Rosca métrica ISO M10 10		Rosca UNC 1/2-13 UNC U1		Rosca UNF 1/2-20 UNF U2	
					Rosca UNEF 1/2-28 UNEF U3			
⑦ Interruptor/Sensor de temperatura/ Parada de salida	Sin interruptor/sensor de temperatura/ parada de salida- Interruptor de temperatura TS-SNA/SNK; mecanismo de apertura (n/c); equipado con conexión estándar O Interruptor de temperatura TS-SNA/SNK; mecanismo de apertura (n/c); equipado con conexión M12 OD Interruptor de temperatura TS-SNA/SNK; mecanismo de cierre (n/o); equipado con conexión estándar C Interruptor de temperatura TS-SNA/SNK; mecanismo de cierre (n/o); equipado con conexión M12 CD Sensor de temperatura TS-SNA/SNK-PT100; equipado con conexión M12 PT100 parada de salida Set A DA parada de salida Set B DB							

Fuente: Catálogos hidráulicos, Stauff 2023

Por ello, el visor de nivel seleccionado es **SNA-127-B-S-O-12**.

- **Desarrollo de la tercera etapa: Análisis de costo beneficio para reducir la tercerización**
 - **Estructura de costos de materiales**

Iniciamos con la lista de componentes del Banco de Pruebas.

Tabla 4.4: Estructura de Costos de Fabricación

PRESUPUESTO DE FABRICACIÓN				
Item	Descripción	Cant	Precio Unit. (s/.)	Monto total. (s/.)
1	Bomba Hidráulica	1	S/. 1,200.00	S/. 1,200.00
2	Motor Eléctrico	1	S/. 5,280.00	S/. 5,280.00
3	Depósito hidráulico	1	S/. 1,500.00	S/. 1,500.00

4	Campana A	1	S/. 500.00	S/. 500.00
5	Acople M-B	1	S/. 400.00	S/. 400.00
6	Manómetros	3	S/. 120.00	S/. 360.00
7	Tuberías(S-P-R)	8	S/. 100.00	S/. 800.00
8	Válvula distribuidora	1	S/. 767.00	S/. 767.00
9	Manifold	1	S/. 500.00	S/. 500.00
10	Válvula de alivio	2	S/. 531.00	S/. 1,062.00
11	Válvula estranguladora	1	S/. 531.00	S/. 531.00
12	Válvula doble check	1	S/. 600.00	S/. 600.00
13	Mangueras Hidráulicas	2	S/. 300.00	S/. 600.00
14	Válvula de bola de alta	2	S/. 350.00	S/. 700.00
15	Filtro de succión	1	S/. 150.00	S/. 150.00
16	Filtro de retorno	1	S/. 150.00	S/. 150.00
17	Filtro de aire	1	S/. 150.00	S/. 150.00
18	Tablero Electrico	1	S/. 3,000.00	S/. 3,000.00
Sub Total =				S/. 18,250.00
Otros 10%=				S/. 1,591.60
Total=				S/. 20,075.00

Fuente: Elaboración Propia

➤ **Análisis económico del retorno de inversión (VAN, TIR)**

Se procede tomando en cuenta los cilindros hidráulicos con orden de compra del mes de Abril.

Tabla 4.5: Cuadros de trabajos en ejecución

TRABAJOS EN EJECUCIÓN						
IT	CLIENTE	DESCRIPCIÓN	OT	FECHA DE RECEPCIÓN DE OC	MONTO A COBRAR	OBSERVACIONES
1	VOLCAN	FABR. CILINDRO HIDRAULICO 3"	9253	3/04/2023	\$ 2,400.00	Presión de trabajo 2000 psi
2	VOLCAN	FABR. CILINDRO HIDRAULICO 3"	9254		\$ 2,400.00	
3	JRC	REP. CILINDRO PIVOT N/P 040106060	9284	10/04/2023	\$ 682.50	Presión de trabajo 2000 psi
4	JRC	REP. CILINDRO DE GATA N/P 040198011	9285	10/04/2023	\$ 1,280.00	Presión de trabajo 2000 psi
5	JRC	REP. CILINDRO DE BASCULACION N/P 3128321900	9286	10/04/2023	\$ 820.00	Presión de trabajo 2000 psi
6	JRC	REP. CILINDRO DE TORNAMEZA N/P 523064	9287	10/04/2023	\$ 450.00	Presión de trabajo 2000 psi
7	JRC	REP. CILINDRO DE BASCULACION N/P 3128325435	9288	10/04/2023	\$ 1,050.00	Presión de trabajo 2000 psi
8	JRC	REP. CILINDRO DE EXTENSION DE VIGA N/P 3128259243	9289	10/04/2023	\$ 585.00	Presión de trabajo 2000 psi
9	JRC	REP. CILINDRO DE DIRECCIÓN LH410 N/P 56014134	9290	31/03/2023	\$ 1,072.50	Presión de trabajo 2000 psi
10	JRC	REP. CILINDRO DE LEVANTE LH410 N/P 56212957	9291	31/03/2023	\$ 1,020.00	Presión de trabajo 3000 psi
11	JRC	REP. CILINDRO DE EXTENSION DE VIGA N/P 100026259	9292	31/03/2023	\$ 850.00	Presión de trabajo 2000 psi
12	JRC	REP. CILINDRO DE MORDAZA PRINCIPAL N/P 3128003051	9293	31/03/2023	\$ 410.00	Presión de trabajo 2000 psi
13	JRC	REP. CILINDRO DE LEVANTE LH410 N/P 56029089	9294	31/03/2023	\$ 1,020.00	Presión de trabajo 3000 psi
14	JRC	REP. CILINDRO DE EXTENSIÓN DE VIGA N/P E570181	9296	31/03/2023	\$ 900.00	Presión de trabajo 2000 psi
15	JRC	REP. CILINDRO DE BASCULACIÓN N/P 559763	9297	31/03/2023	\$ 682.50	Presión de trabajo 2000 psi
16	HORIZONTE	FABR. CILINDRO HIDRAULICO H DOBLE EFECTO Ø95X835MM VASTAGOØ45 RETRA.743 EXTEN.1112	9302		\$ 1,680.61	
17	HORIZONTE	FABR. CILINDRO HIDRAULICO H DOBLE EFECTO Ø95X835MM VASTAGOØ45 RETRA.743 EXTEN.1112	9303		\$ 1,680.61	
18	HORIZONTE	FABR. CILINDRO HIDRAULICO H DOBLE EFECTO Ø95X835MM VASTAGOØ45 RETRA.743 EXTEN.1112	9304	11/04/2023	\$ 1,680.61	Presión de trabajo 2500 psi
19	HORIZONTE	FABR. CILINDRO HIDRAULICO H DOBLE EFECTO Ø95X835MM VASTAGOØ45 RETRA.743 EXTEN.1112	9305		\$ 1,680.61	
20	HORIZONTE	FABR. CILINDRO HIDRAULICO H DOBLE EFECTO Ø95X835MM VASTAGOØ45 RETRA.743 EXTEN.1112	9306		\$ 1,680.61	
TOTAL MONTO POR COBRAR					\$ 24,025.55	

Fuente: Empresa ASEREME E.I.R.L

De acuerdo al cuadro general se aprecian 7 Cilindros Hidráulicos con una presión de trabajo mayor a 2100 psi, por la cual se tendría que tercerizar.

El cuadro de cilindros a tercerizar la prueba hidráulica sería el siguiente:

Tabla 4.6: Cuadros de trabajos de tercerización

TRABAJOS EN EJECUCIÓN						
IT	CLIENTE	DESCRIPCIÓN	OT	FECHA DE RECEPCIÓN DE OC	MONTO A COBRAR	OBSERVACIONES
10	JRC	REP. CILINDRO DE LEVANTE LH410 N/P 56212957	9291	31/03/2023	\$ 1,020.00	Presión de trabajo 3000 psi
13	JRC	REP. CILINDRO DE LEVANTE LH410 N/P 56029089	9294	31/03/2023	\$ 1,020.00	Presión de trabajo 3000 psi
16	HORIZONTE	FABR. CILINDRO HIDRAULICO H DOBLE EFECTO Ø95X835MM VASTAGOØ45 RETRA.743 EXTEN.1112	9302		\$ 1,680.61	
17	HORIZONTE	FABR. CILINDRO HIDRAULICO H DOBLE EFECTO Ø95X835MM VASTAGOØ45 RETRA.743 EXTEN.1112	9303		\$ 1,680.61	
18	HORIZONTE	FABR. CILINDRO HIDRAULICO H DOBLE EFECTO Ø95X835MM VASTAGOØ45 RETRA.743 EXTEN.1112	9304	11/04/2023	\$ 1,680.61	Presión de trabajo 2500 psi
19	HORIZONTE	FABR. CILINDRO HIDRAULICO H DOBLE EFECTO Ø95X835MM VASTAGOØ45 RETRA.743 EXTEN.1112	9305		\$ 1,680.61	
20	HORIZONTE	FABR. CILINDRO HIDRAULICO H DOBLE EFECTO Ø95X835MM VASTAGOØ45 RETRA.743 EXTEN.1112	9306		\$ 1,680.61	
TOTAL MONTO POR COBRAR					\$ 10,443.05	

Fuente: Empresa ASEREME E.I.R.L

Gastos por terceros:

- Costo por cada Prueba Hidráulica = \$150.00
- Costo Mensual en 7 Cilindros Hidráulicos = \$1050.00
- Costo Cuatrimestral de Tercerización = \$4,200.00
- Cambio de dólar = \$ 3.8
- Costo Cuatrimestral de Tercerización = S/. 15,960.00

Nuestro diseño de inversión exige un desembolso inicial de S/. 20,075.00, el retorno de inversión es calculado en 3 cuatrimestres con un tipo de descuento del 16% anual según la SBS.

Tabla 4.7: Cuadro de Evaluación Económica

Evaluación Económica				
Cuatrimestre	0	1	2	3
Ingresos		Inversión	Ingreso por tercerización	Ingreso por tercerización
Ingresos	-S/.20,075.00	S/. 15,960.00	S/. 15,960.00	S/. 15,960.00
Otros		S/. 0.00	S/. 0.00	S/. 0.00
Total ingreso	-S/.20,075.00	S/. 15,960.00	S/. 15,960.00	S/. 15,960.00
Egresos				
Mantenimiento		- S/.3,000.00	-S/.3,000.00	-S/.3,000.00
Total de egresos		-S/.3,000.00	-S/.3,000.00	-S/.3,000.00
Ingreso Neto	-S/.20,075.00	S/. 12,960.00	S/. 12,960.00	S/. 12,960.00

Fuente: Elaboración Propia

Con estos datos podemos calcular el valor actual neto (VAN), teniendo en cuenta que la tasa efectiva o descuento es de 16% anual.

El porcentaje anual debemos pasarlo a porcentaje cuatrimestral.

La cual usaremos:

- $TEA = 16\%$
- $i = 0.16$

$$TEC = (1 + i)^{\frac{\text{deseo}}{\text{dato}}} - 1$$

$$TEC = (1 + 0.16)^{\frac{4}{12}} - 1$$

$$TEC = 5.19\%$$

- **Análisis del VAN**

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+k)^t} = -I_0 + \frac{F_1}{(1+k)} + \frac{F_2}{(1+k)^2} + \dots + \frac{F_n}{(1+k)^n}$$

$$VAN = -20.075.00 + \frac{12960}{(1+0.05)} + \frac{12960}{(1+0.05)^2} + \frac{12960}{(1+0.05)^3}$$

$$VAN = -20,075.00 + 12,342.8 + 11,755.1 + 11,195.3$$

$$VAN = S/.15,218.2$$

Ahora calcularemos la tasa interna de retorno (TIR),

- **Análisis del TIR:**

$$0 = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+k)^t} = -I_0 + \frac{F_1}{(1+k)} + \frac{F_2}{(1+k)^2} + \dots + \frac{F_n}{(1+k)^n}$$

tasa(k)= 30%

$$0 = -20,075.00 + \frac{12960}{(1+0.3)} + \frac{12960}{(1+0.3)^2} + \frac{12960}{(1+0.3)^3}$$

$$0 = -20,075.00 + 9,969.23 + 7,668.63 + 5,898.95$$

$$0 = S/.3,461.81$$

tasa(k)=50%

$$0 = -20075.00 + \frac{12960}{(1+0.5)} + \frac{12960}{(1+0.5)^2} + \frac{12960}{(1+0.5)^3}$$

$$0 = -20075.00 + 8,640 + 5,760 + 3,840$$

$$0 = -S/.1,835$$

procederemos a interpolar,

30	S/. 3,461.81
TIR	S/. 0
50	-S/. 1,835

$$\frac{30 - 50}{3,461.81 - (-1,835)} = \frac{TIR - 50}{0 - (-1,835)}$$

$$\frac{-20}{5,296.81} = \frac{TIR - 50}{1,835}$$

$$\frac{1,835(-20)}{5,296.81} + 50 = TIR$$

$$TIR = 43.07\%$$

- **Cálculo de rentabilidad**

La ganancia neta en los cilindros es de un 50% de la ganancia bruta en la empresa ASEREME EIRL, por la cual tenemos:

$$Ganancia\ bruta = \$\ 24,025.55$$

$$Ganancia\ neta = \$\ 12,012.77$$

$$tercerización = \$1,050.00$$

$$Rentabilidad = \left(\frac{tercerización}{Ganancia\ neta + tercerización} \right) 100\%$$

$$Rentabilidad = \left(\frac{1050}{12012.77 + 1050} \right) 100\%$$

$$Rentabilidad = 8.03\%$$

El presente informe final, permitirá reducir los costos de tercerización en las pruebas hidráulicas e incrementaría su rentabilidad a la empresa ASEREME en un 8.03%. Así como también, aumentaremos considerablemente las horas hombre laborables en el tiempo de operacionalización y detección rápida de fallas.

4.7. Aspectos éticos en investigación

En el presente informe final de tesis por su naturaleza de investigación no utiliza seres vivos como sujetos de investigación, tampoco va en contra de los derechos humanos, ni afecta a ninguna comunidad en específico.

Se tuvo en consideración que los datos obtenidos no serán adulterados ni manipulados, recalcando que cada respuesta obtenida será dirigida transparentemente en el informe final de tesis, para que de esta manera le den un adecuado uso para posteriores investigaciones.

- **Autonomía:** Las personas que participan en la investigación tienen la capacidad de elegir su participación.
- **Veracidad:** La información será verdadera, cuidando el prestigio de personas e instituciones.
- **Confidencialidad:** Se asegura la protección de personas o empresas que participan como informantes de la investigación.
- **Cuidado del medio ambiente:** De esta forma se asegura el cuidado de la naturaleza, promoviendo el respeto de los seres vivos y los ecosistemas.
- **Transparencia:** La investigación debe ser divulgada de tal modo que sea posible replicar la metodología y verificar la validez de los resultados.

V. RESULTADOS

- **La hipótesis general, menciona: “Si se diseña el banco de pruebas hidráulico con presión de trabajo hasta 3500 psi, permitirá una reducción en la tercerización de pruebas hidráulicas en las instalaciones de la empresa ASEREME EIRL”**

Se diseñó el banco de pruebas hidráulico con presión de trabajo hasta 3500 psi, los resultados del cálculo de parámetros de diseño, selección de componentes, planos, simulación y el análisis costo beneficio corroboran que al ejecutar el diseño, permitirá una reducción en la tercerización de pruebas hidráulicas en la empresa ASEREME EIRL

- **La hipótesis específica 1, menciona: “Si se calculan los parámetros del circuito hidráulico, permitirá seleccionar los componentes del banco de pruebas hidráulico con presión de trabajo hasta 3500 psi.”**

➤ **Resultados de los cálculos de parámetros del circuito hidráulico**

Para iniciar el diseño se requirió de un esquema que muestre los componentes básicos que requiere el banco de pruebas y los parámetros como presión de trabajo, volumen del cilindro hidráulico, tiempo de salida del vástago y caudal. Para obtener estos parámetros, se realizó la selección del cilindro hidráulico comercial de mayor capacidad cuyas medidas son las siguientes: diámetro del émbolo es de 200 mm y con una carrera de 2000 mm. Se consideró que el vástago debe llegar a su final de carrera en 2.5 minutos de tal manera que al realizar los cálculos, el caudal necesario del sistema fue de 25.07 l/min. Gracias a este valor se pudo calcular la potencia necesaria del motor eléctrico trifásico que accionará la bomba el cual fue de 18.1HP. En el mercado se comercializan motores eléctricos cuya potencia estándar cercana a lo requerido son de 15 HP y 20 HP por el cual se seleccionó el motor de 20 HP que tiene una frecuencia de giro de 1775 RPM. Con estos valores se procedió a recalculer el caudal que fluye por el sistema hidráulico y gracias a ello pudimos calcular los parámetros de diseño que permitieron

seleccionar los componentes del banco de pruebas. los resultados de dichos cálculos son los siguientes:

Tabla 5.1: Parámetros de diseño

PARÁMETROS DE DISEÑO	MEDIDA
Presión máxima de trabajo	3500 psi (250 bar)
Volumen del cilindro más grande de dimensiones estándares	62.8 L
Tiempo de salida del vástago	2.2 min
Velocidad de salida del vástago	0.01527 m/s
Caudal del circuito hidráulico	28.8 L/min
Potencia del motor eléctrico	20 HP

Fuente: Elaboración Propia

- **La hipótesis específica 2, menciona: “Si se seleccionan los componentes del banco de pruebas hidráulico con presión de trabajo hasta 3500 psi, permitirá plasmar los planos y realizar la simulación”.**

➤ **Resultados de la selección de componentes**

Cada componente debe resistir la presión y el caudal con el cual se está diseñando el sistema hidráulico. sus características se verifican en las fichas técnicas que se encuentran en los anexos. A continuación, se muestran los resultados de la selección de componentes con su respectivo código de pedido:

Tabla 5.2: Componentes del circuito hidráulico

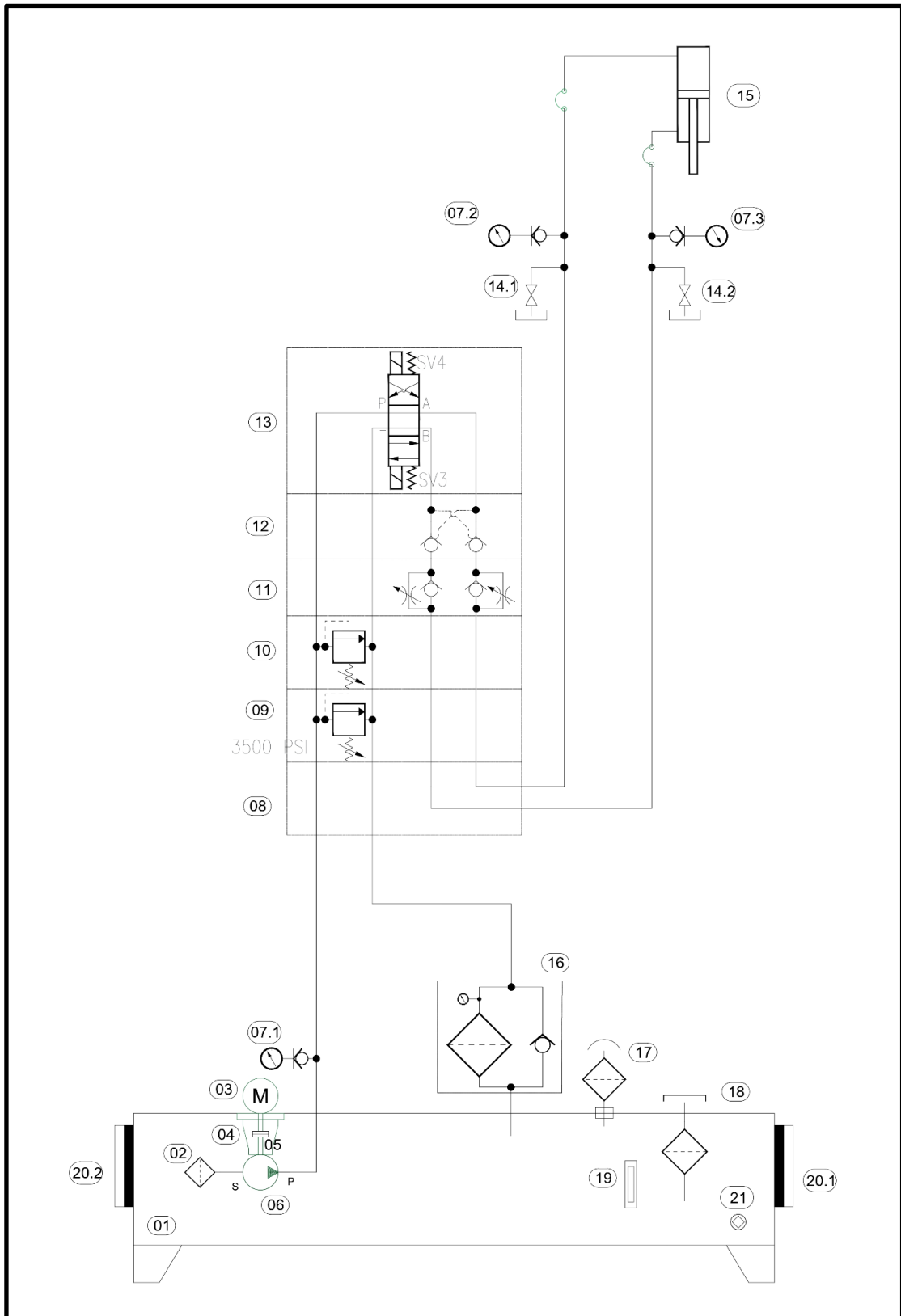
DESCRIPCIÓN	CÓDIGO DE PEDIDO	MARCA
Depósito hidráulico	Aceite mineral: 80 gal	LDI INDUSTRIES
Filtro de succión	SUS-A-068-N16F-140-125-0	STAUFF
Motor eléctrico	20 HP, 1775 RPM, 220/380/440V, CARCASA 160M, IPW55, 60 HZ	WEG
Campana	PG 160 -1- 4	KTR
Acople	M470-N	MAGNALOY
Bomba de engranaje	AZPF-11-16/RRR/01-MB	REXROTH
Manómetro	SPG-063-00400-01-P-N04	STAUFF
Manifold	DD03P012B	DAMAN
Válvula de alivio	ZDBDS 6DP 18B/315	REXROTH
Válvula de limitadora de presión	ZDBDH 6DP 18B/315	REXROTH
Válvula doble estranguladora con check	Z2FSK 6-2-10/2Q	REXROTH
Valvula doble check pilotada	Z2S6-1-64	REXROTH
Electroválvula direccional	4WE 6 H6X/EW110N9K4	REXROTH
Válvulas de bola de alta presión	402.1113AD	INTEVA
Cilindro de prueba	Variable	Variable
Filtro de retorno	RF014G10B/N/0	STAUFF
Filtro de aire	HPB-101	HY PRO
Tapa de llenado	SMBB-80-S-0-10-0-C-S80-0	STAUFF
Visor de nivel	SNA-127-B-S-0-12	STAUFF
Tapa de inspección	Diámetro TN 350, apertura 300	REXROTH
Tapón de drenaje	1" NTP	Compra local

Fuente: Elaboración Propia

➤ **Planos del banco de pruebas hidráulico**

Se utilizaron los softwares AutoCAD 2020 y SOLIDWORKS 2020, que permitieron plasmar el plano hidráulico y el plano isométrico del banco de pruebas respectivamente. Después de seleccionar los componentes se procedió a realizar los dibujos sólidos de cada pieza para luego realizar su ensamble. El detalle de dichos dibujos se encuentra en los anexos.

Figura 5.1: Esquema del plano hidráulico del banco de pruebas



Fuente: Elaboración propia-AutoCAD

Tabla 5.3: Descripción de elementos del esquema hidráulico

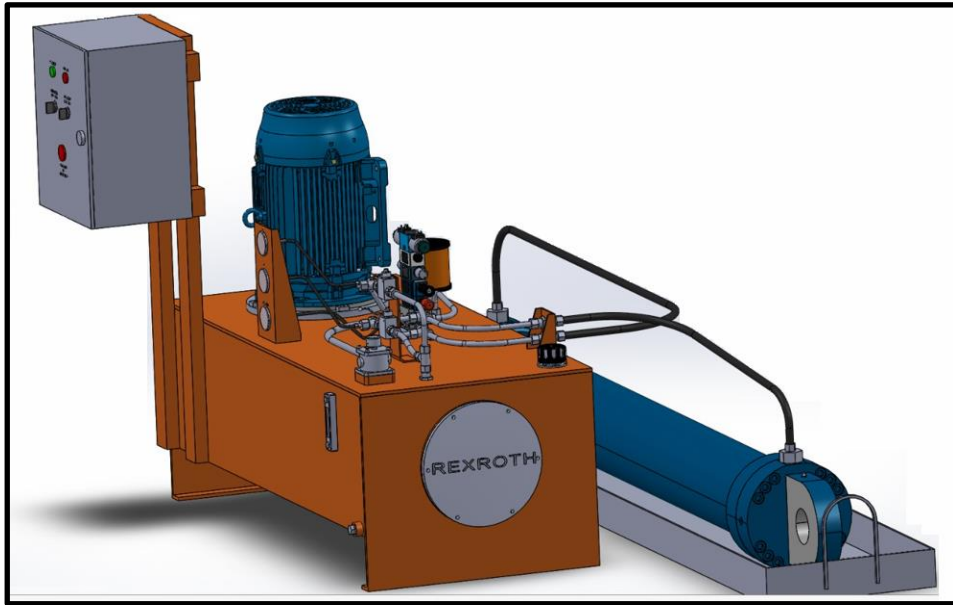
Nº	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN
1	1	Depósito hidráulico
2	1	Filtro de succión
3	1	Motor eléctrico
4	1	Campana
5	1	Acople
6	1	Bomba de engranaje
7	3	Manómetro
8	1	Manifold
9	1	Válvula de alivio
10	1	Válvula de limitadora de presión
11	1	Válvula doble estranguladora con check
12	1	Válvula doble check pilotada
13	1	Electroválvula direccional
14	2	Válvulas de bola de alta presión
15	1	Cilindro de prueba
16	1	Filtro de retorno

17	1	Filtro de aire
18	1	Tapa de llenado
19	1	Visor de nivel
20	2	Tapa de inspección
21	1	Tapón de drenaje

Fuente: Elaboración propia-AutoCAD

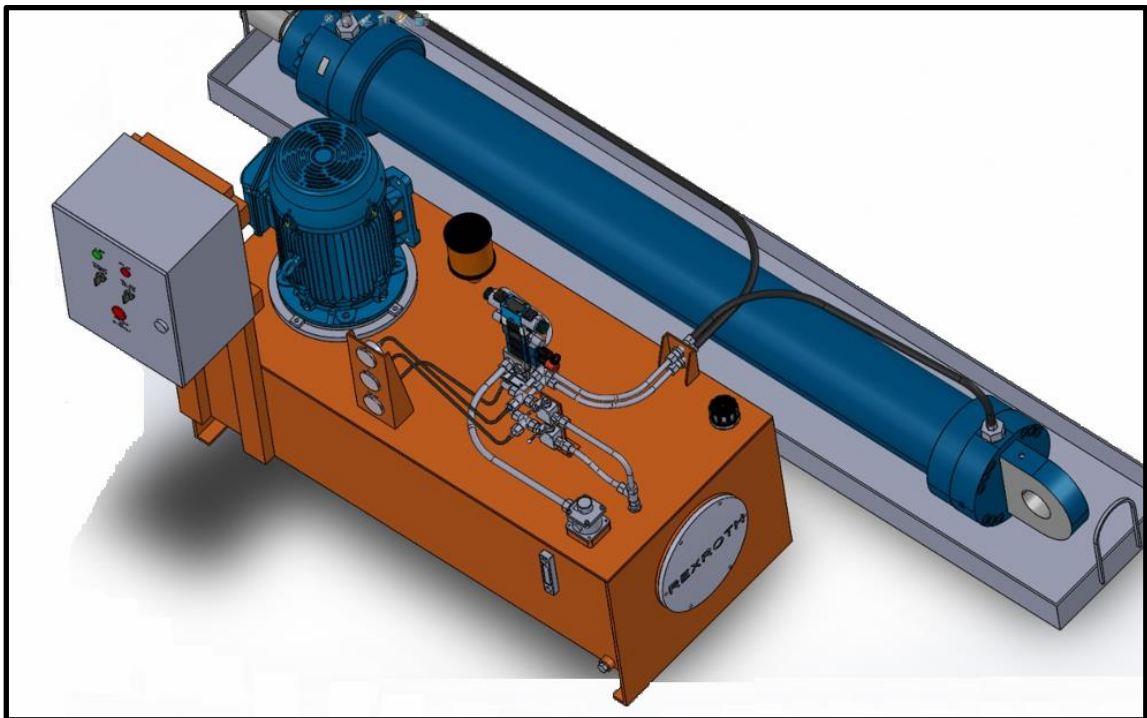
Para desarrollar el plano hidráulico, se consideró el tipo de trabajo que realizará el banco de pruebas, el cual es, garantizar que no existan fugas internas por los sellos del émbolo ni por la costura de soldadura de los cilindros reparados y/o fabricados. El sistema hidráulico, requirió una unidad de poder (motor-bomba) que se encarga de impulsar el aceite contenido en un depósito hasta el cilindro hidráulico. La extensión y contracción del cilindro se realiza mediante el direccionamiento del aceite, el cual, se realiza con una válvula direccional de 4 vías y 3 posiciones. Para evitar que el sistema no explote por altas presiones, se usó una válvula de alivio. Si se requiere detener el vástago en una posición deseada, se añade una válvula doble check. Para poder regular la velocidad del vástago, se necesita de la válvula estranguladora de caudal. Además, la limpieza del aceite requiere el uso de filtros y la prueba hidrostática requiere de manómetros. Después de realizar la prueba podemos despresurizar las líneas de presión mediante las válvulas de bola. Finalmente, si se desea hacer la prueba a presiones menores a los 3500 psi, se instala una válvula limitadora de presión. Con todo lo anterior.

Figura 5.2: Vista isométrica 1 del banco de pruebas



Fuente: Elaboración propia-Solidwork

Figura 5.3: Vista isométrica 2 del banco de pruebas



Elaboración propia-Solidwork

➤ **Simulación del circuito del banco de pruebas hidráulico**

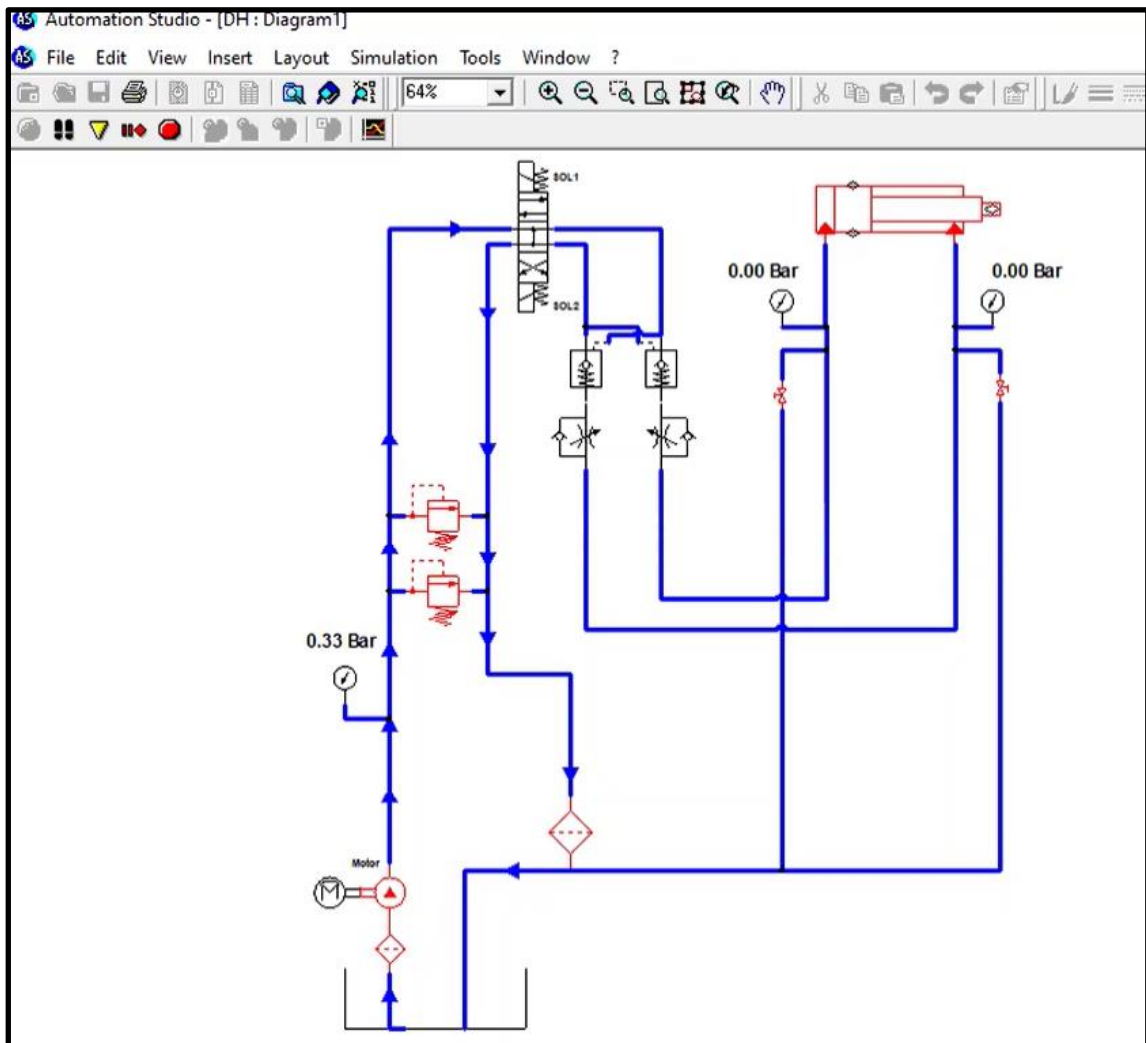
Se realizó mediante el software Automation Studio, el cual es un programa importante para realizar simulación hidráulica, se comprueba el funcionamiento del Circuito hidráulico del banco de pruebas cuya presión de trabajo es hasta 3500 psi (250 bar).

El Circuito hidráulico tiene dos válvulas de alivio, el cual, una de ellas es seteado a 3500 psi (250 bar) cuyo valor es la presión máxima de diseño. Esta válvula se comporta como una válvula de seguridad protegiendo al sistema de no exceder dicha presión para el cual fue diseñado.

La otra válvula de alivio, nos permitirá regular la presión de trabajo del sistema en función de la presión de trabajo del cilindro que se quiera probar.

La simulación que se describe a continuación, se realiza seteando las válvulas de alivio a la presión máxima de diseño el cual es 3500 psi (250 bar).

Figura 5.4: Desarrollo del modelamiento-1

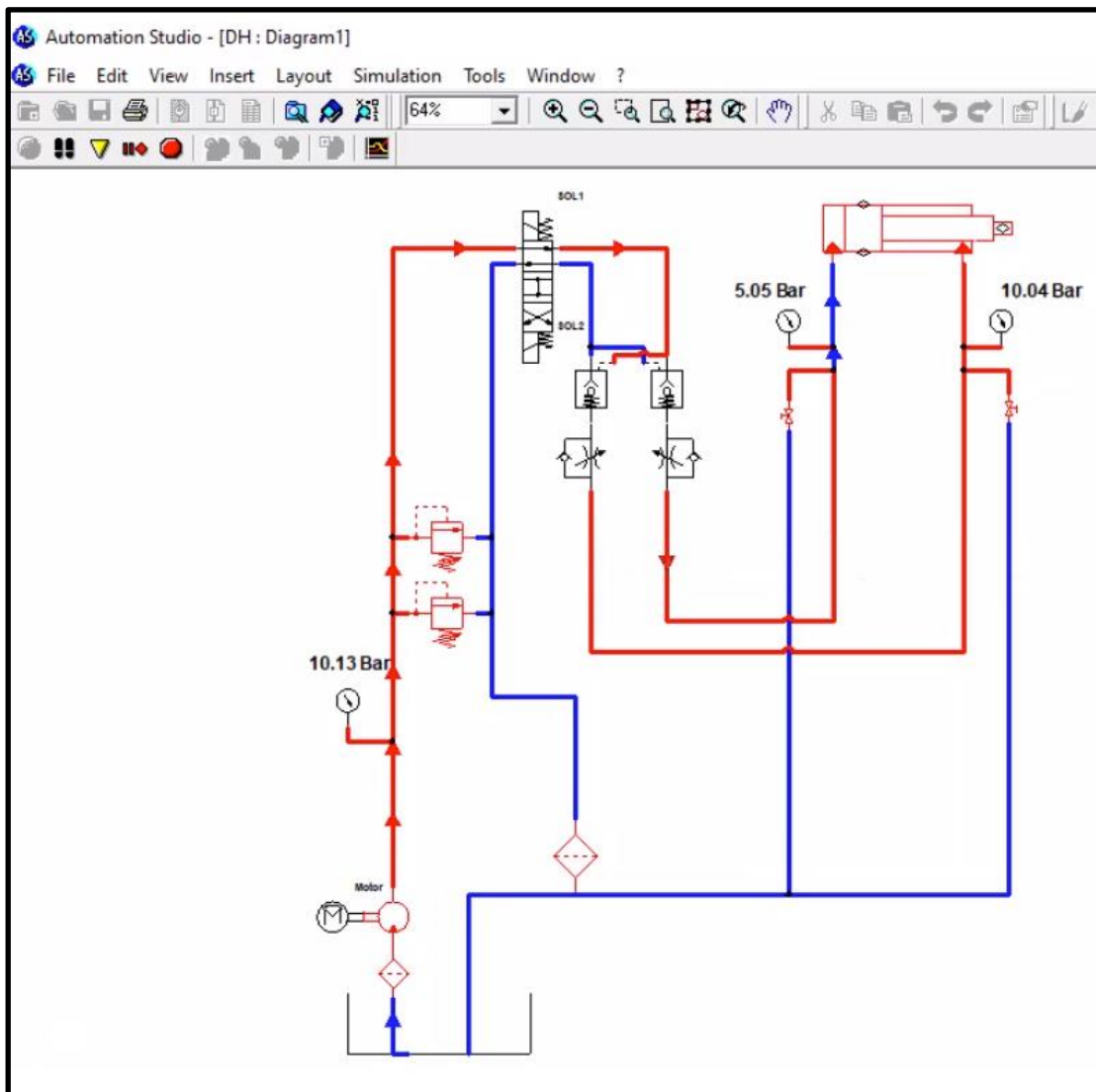


Fuente: Automation studio

Figura 5.1:

Al encender el motor eléctrico, éste acciona la bomba que succiona aceite del tanque y lo dirige hacia la electroválvula, el cual se encuentra desenergizada y en su posición central. En dicha posición P-T, la electroválvula dirige el aceite al depósito.

Figura 5.5: Desarrollo del modelamiento-2

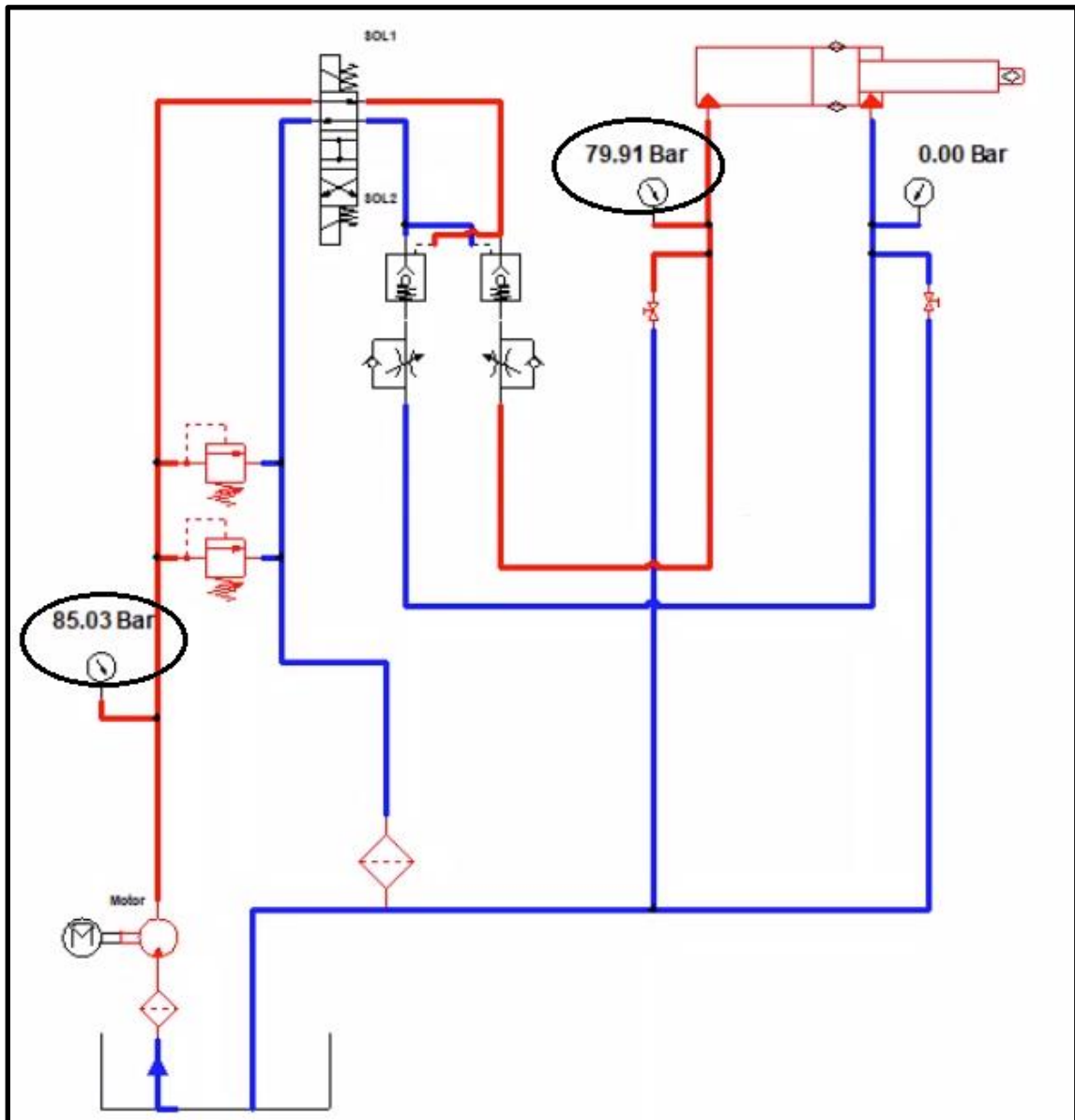


Fuente: Automation studio

Figura 5.2:

Al energizar el solenoide 1, la electroválvula cambia de posición dejando pasar el fluido rumbo hacia el cilindro. La velocidad con la cual sale el vástago queda regulada gracias a la contrapresión que genera la válvula estranguladora “N”, cuya función es evitar un golpe brusco entre el émbolo y el gland.

Figura 5.6: Desarrollo del modelamiento-3

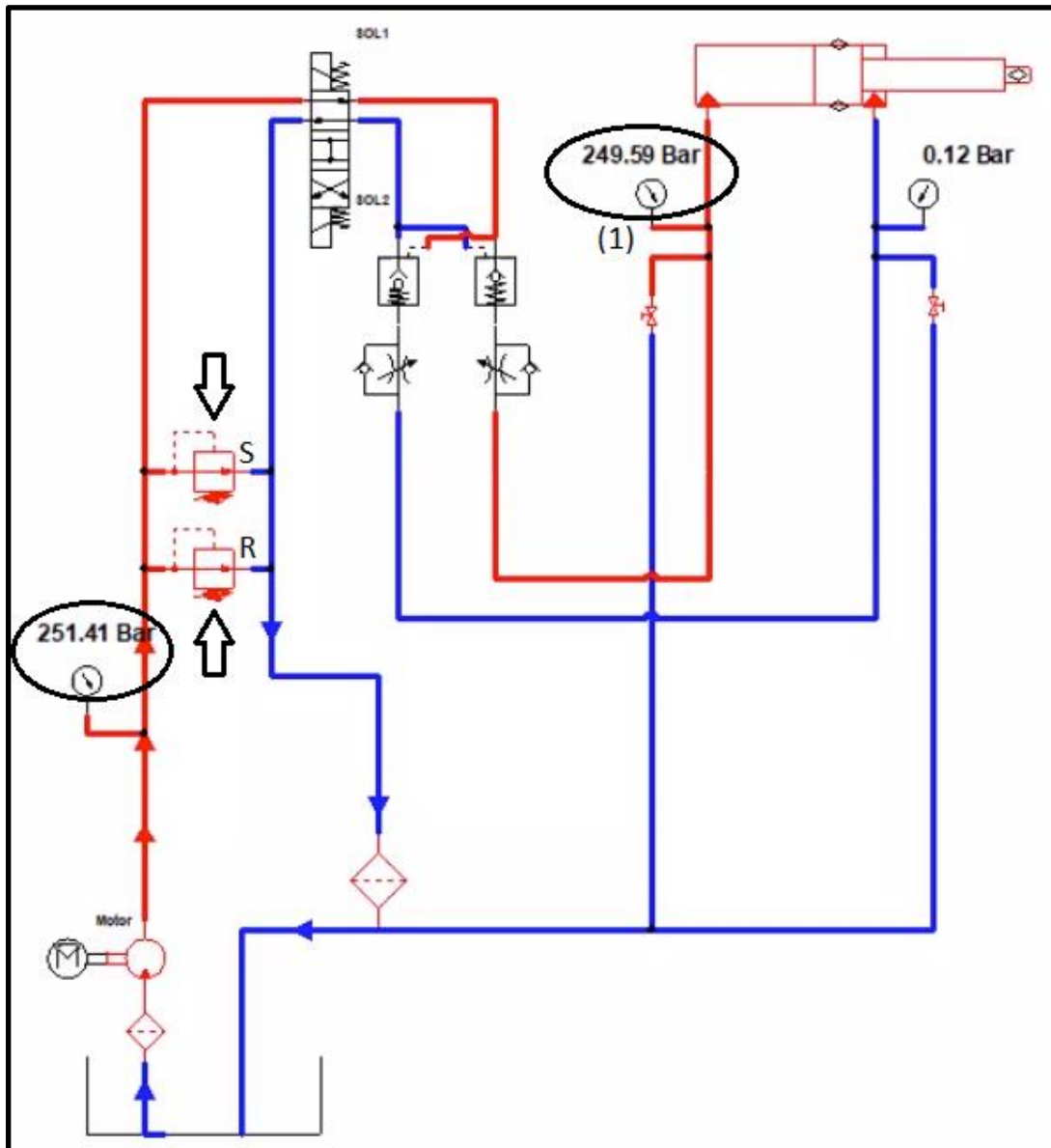


Fuente: Automation studio

Figura 5.4:

Debido a que la bomba de engranajes es de caudal constante, al llegar el vástago a su final de carrera, la presión en el sistema irá aumentando hasta llegar a la presión seteada en la válvula reguladora.

Figura 5.7: Desarrollo del modelamiento-4



Fuente: Automation studio

Figura 5.6:

Cuando la presión del sistema llega a los 3500 psi (250 bar) se activa la válvula de alivio “R” y la válvula reguladora de presión “S” protegiendo al sistema hidráulico de la sobrecarga.

El tiempo de la prueba de estanqueidad para el cilindro hidráulico, se encuentra entre 15 a 20 minutos. Durante ese tiempo, si no hay caída de presión en el manómetro (1), se garantiza que no existan fugas internas

entre las cámaras por los sellos del émbolo. Esta prueba también nos ayuda a visualizar que no haya fugas externas por fisura en la costura de soldadura y la prueba concluye.

- **La hipótesis específica 3, menciona: “Si se reduce la tercerización de pruebas hidráulicas proyectada, permitirá obtener el retorno de inversión enfocado al costo-beneficio”**

Se realizó la proyección del análisis costo beneficio, evidenciando los siguientes resultados:

Tabla 5.4: Análisis Costo - Beneficio

ANÁLISIS COSTO-BENEFICIO	
Inversión inicial	S/ 20,075.00
VAN	S/ 15,218.2.
TIR	43.07%
Tasa efectiva cuatrimestral (TEC)	5.19%

Fuente: Elaboración Propia

Podemos apreciar que se obtuvo un VAN positivo con un TIR mayor que la tasa efectiva o de descuento, en tal sentido el Informe final de tesis es factible, por ello, si se ejecuta el informe final de tesis permitirá el retorno de inversión.

VI. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

6.1. Contrastación y demostración de la hipótesis con resultados

- **Con referencia a la hipótesis general**

Se planteó que: “Si se diseña el banco de pruebas hidráulico con presión de trabajo hasta 3500 psi, permitirá una reducción en la tercerización de pruebas hidráulicas en las instalaciones de la empresa ASEREME EIRL”.

Gracias a la simulación se pudo corroborar que todos los componentes que forman el circuito hidráulico, tienen la secuencia correcta que permitió presurizar el cilindro a 3500 psi (250 bar). Por lo tanto, si se ejecuta el diseño en la empresa ASEREME, se puede satisfacer la demanda de pruebas de cilindros con presión hasta 3500 psi reduciendo así, la tercerización y mejorando la calidad de las pruebas.

- **Con referencia a la hipótesis específica**

- H1: Si se calculan los parámetros del circuito hidráulico, permitirá seleccionar los componentes del banco de pruebas hidráulico con presión de trabajo hasta 3500 psi.

Se pudo comprobar que el cálculo de los parámetros del circuito hidráulico permitió la selección de los componentes, siendo los parámetros más importantes la presión y el caudal, con la cual se inició la selección de los componentes.

- H2: Si se seleccionan los componentes del banco de pruebas hidráulico con presión de trabajo hasta 3500 psi, permitirá plasmar los planos y realizar la simulación.

La selección de los componentes, el software automation studio, AutoCad y solidworks; permitieron realizar la simulación, el plano del circuito hidráulico y el dibujo isométrico del banco de pruebas.

- H3: Si se reduce la tercerización de pruebas hidráulicas proyectada, permitirá obtener el retorno de inversión enfocado al costo-beneficio

Después del análisis del VAN y TIR con un descuento de tasa para una mediana empresa, se comprobó que el retorno de inversión es positivo frente a la estructura de costo de fabricación, la cual evidencia que el informe final de tesis es aceptable.

6.2. Contratación de los resultados con otros estudios similares

6.2.1. En el ámbito internacional

- Tomasz (2023), en su artículo titulado “*Estudio comparativo de la influencia de la arquitectura del sistema en la precisión de los movimientos de trabajo de los cilindros hidráulicos*”. Establece que un cambio en la arquitectura de sistemas hidrostáticos, tiene como resultados una diferencia significativa en los desplazamientos de los vástagos después de detenerlos. Llegando a la conclusión que las válvulas que permiten el movimiento del cilindro, no son totalmente herméticas.

La presente investigación toma en cuenta la conclusión de Tomaz, el cual menciona que las válvulas direccionales no son herméticas. Por ello, en el circuito hidráulico del banco de pruebas se consideró agregar una válvula doble check pilotada, con el objetivo de generar mayor hermeticidad en las pruebas de los cilindros hidráulicos.

- Rodríguez y Prieto (2020), en su tesis titulada “*Diseño de un banco de pruebas hidráulico para actuadores lineales*”. indican que para seleccionar sus componentes, tuvieron que realizar los siguientes cálculos de parámetros: presión de trabajo 50 bar (750 psi), caudal 5.4 l/min a 1500 RPM, con una potencia de motor de 1 HP y velocidad del émbolo de 0.5 m/s. Con ello pudo calcular los componentes necesarios y realizar su simulación con uno de los softwares más

utilizados en la hidráulica llamado Fluidsim, el cual le permitió verificar el buen funcionamiento del sistema hidráulico. El autor llegó a la conclusión que el banco de pruebas usará una bomba de engranajes internos cuya presión de trabajo es la menor en comparación con las demás bombas que investigó en su informe. Realiza esta selección debido a que es más seguro para el uso de un laboratorio en el cual el estudiante es un aprendiz y no debe estar expuesto a presiones grandes. con su circuito hidráulico podrá realizar diferentes tipos de pruebas de presión y el manejo de distintas válvulas de distribución.

En la presente investigación concuerda con una parte de la secuencia para realizar el diseño hidráulico. el banco de pruebas de rodrigo tiene un enfoque direccionado para la educación, razón por la cual el sistema propuesto trabajará con baja presión mientras que nuestro sistema hidráulico está enfocado al uso industrial con una presión de trabajo hasta 3500 psi (250 bar), caudal 28.8 l/min a 1775 RPM con una potencia de motor de 20 HP el cual se usará para probar hermeticidad de cilindros hidráulicos. a pesar del enfoque al cual está orientado el diseño de rodrigo y el nuestro, el principio básico de funcionamiento es el mismo.

- Carrillo y Reyes (2015) en su tesis con el título *“Diseño, Cálculo y construcción de un banco de pruebas hidráulico hasta 5 toneladas de capacidad con válvulas direccionales de flujo”*. Establece para su diseño tomaron de referencia como máximo probar un cilindro cuya presión de trabajo es de 2400 psi, diámetro del pistón de 0.120 m, carrera del vástago de 0.760 m. La cual resultó, un caudal de 4.53 gpm y una potencia requerida de 8.75 hp . La cual concluyó con la selección de una bomba marca Vickers de 5 gpm y un motor eléctrico de 10 hp. Como también, menciona que el banco de pruebas cuente con una válvula de alivio para evitar alguna sobrepresión en el sistema.

La presente investigación presenta un diseño semejante, con respecto

a la secuencia de cómo obtener los componentes básicos de un circuito hidráulico, pero discrepa con respecto al volumen del depósito de aceite calculado debido a que con ese volumen, quedará limitado a una pequeña población del universo de cilindros que trabajan con la presión calculada de carrillo.

6.2.2. En el ámbito nacional

- Lucero (2022), en su tesis titulada *“Diseño de un banco de pruebas para verificar los parámetros de operatividad de bombas oleohidráulicas en la empresa Mega Hidráulica S.R.L - Cajamarca”*. El autor llegó a la conclusión que para elaborar su diseño requirió un esquema hidráulico de presión de trabajo de 250 bar y un caudal de 152 l/min, además, seleccionó un motor eléctrico trifásico de 100 HP con 1800 RPM, el cual contará con un variador de velocidad ACS 580, un tanque de la empresa JIC de 120 gpm, como también se elaboraron los planos hidráulicos y electromecánicos, tomando en cuenta normativas vigentes donde se describen los diversos elementos con sus especificaciones técnicas. En el impacto económico del banco de pruebas tiene un costo de fabricación de S/. 136636.87 soles, obteniendo un VAN de S/. 15389.89 y un TIR de 19.3%, con lo cual indica que si es rentable su implementación para dicha empresa.

La presente investigación concuerda la importancia de elaborar previo al diseño, un esquema hidráulico donde se visualice el funcionamiento de cada uno de sus componentes y la relación que existe entre ellos. Además, conocer el análisis del costo - beneficio que se debe presentar a la empresa, para la aprobación y ejecución del proyecto propuesto, tomando de referencia la estructura de costo de fabricación del banco de pruebas.

- Castillo (2019), en su tesis con el título *“Diseño de un banco de pruebas*

para cilindros oleohidráulicos con presiones de 600 - 2500 PSI". Obtuvo como resultados calculados los siguientes parámetros requeridos: presión de trabajo a *2500 psi*, motor de *35.16 Hp* y una bomba de *11 gpm* . comparando estos valores con los que se encuentran en el mercado, concluyó que los componentes que usará su banco de pruebas tendrán las siguientes características: bomba hidráulica de engranajes internos de *11 gpm*, un motor eléctrico de *40 Hp* y un variador de velocidad del motor eléctrico. Además, con respecto al impacto económico obtuvo un TIR de 91.03%, un VAN de 30648.92 soles y un retorno de la inversión de 2 años.

La presente investigación no concuerda con la selección de la bomba, debido que la bomba de engranajes internos es menos comerciales y su costo es alto en comparación de una bomba de engranajes externo para una misma presión máxima de trabajo el cual para su diseño es de 2500 psi. Además, para variar la velocidad de salida del vástago implementa un variador de velocidad en el motor eléctrico, el cual resulta ser mucho más costoso en comparación con una válvula estranguladora de caudal que cumple la misma función.

6.3. Responsabilidad ética de acuerdo con los reglamentos vigentes.

Los autores David Hipolito Perez Cardenas con dni 42294548 y Jorge Luis Rafaele Rosales con dni 74429967, se responsabilizan por la información difundida en el presente informe final de la tesis y se somete a las normas y reglamentos vigentes en la Universidad Nacional del Callao.

VII. CONCLUSIONES

- Se logró diseñar el banco de pruebas hidráulico con presión de trabajo hasta 3500 psi. El diseño se obtuvo, gracias a los parámetros calculados que favorecieron a la selección de componentes de acuerdo a la necesidad requerida. Dicha selección permitió plasmar los planos, ejecutar la simulación, los cuales corroboraron el buen funcionamiento del diseño que junto al análisis del costo-beneficio apoyaron a la viabilidad del diseño.
- Se logró calcular los parámetros de circuito hidráulico, para ello, se requirió el cilindro más grande proporcionado por el cliente y las fórmulas matemáticas que se plantearon en las bases teóricas.
- Se consiguió seleccionar los componentes del banco de pruebas, plasmar los planos y ejecutar la simulación del circuito hidráulico. Ello fue gracias a los resultados obtenidos del cálculo de los parámetros que facilitaron elegir cada componente en función a la necesidad del circuito diseñado.
- Se logra reducir la tercerización de pruebas hidráulicas si se ejecuta el diseño, obteniendo el retorno de inversión según los resultados favorables del VAN y TIR.

VIII. RECOMENDACIONES

- Para empezar el diseño de un banco de pruebas hidráulico, se recomienda previamente realizar un esquema del circuito hidráulico considerando el tipo de trabajo que realizará. Dicho esquema debe mostrar la función que cumple cada uno de sus componentes y la relación que existe entre ellos.
- Para seleccionar los componentes, se recomienda tener en cuenta la presión y el caudal del sistema ya que dichos componentes están sujetos a estos parámetros.
- Se seleccionó una bomba de engranajes, el cual permite realizar la prueba hidrostática del cilindro hasta 3500 psi (250 bar), pero si se requiere realizar pruebas a motores hidráulicos cuya presión de trabajo son mayores a 250 bar, se recomienda una bomba de pistones.
- Para evitar accidentes en el área de trabajo donde se encuentra el banco de pruebas hidráulico, se recomienda implementar el método de las 5 s.

IX. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Baena, G. *Metodología de la Investigación*. 3^a ed. México: Editorial Patria, 2017. ISBN 978-607-744-748-1.
- Barraco, Marc. 1998. *Oleohidráulica y Diseño de Circuitos*. Edicions UPC [en línea]. Marzo 2023 [fecha de consulta: 17 de marzo del 2023]. disponible en:
https://www.academia.edu/7283683/6850010_Oleohidraulica_y_Disenode_Circuitos
- Bernal, C. *Metodología de la Investigación*. 3^a ed. Colombia: Pearson Educación, 2010. ISBN 978-958-699-128-5.
- Cengel, Y. Cimbala, J. *Mecánica de Fluidos - Fundamentos y Aplicaciones*. Traducido de la primera edición de: FLUID MECHANICS. FUNDAMENTALS AND APPLICATIONS. México: Copyright © MMVI by The McGraw-Hill Companies, Inc. All rights reserved, 2006. ISBN 970-10-5612-4
- Espinoza, C. (2010). *Metodología de investigación tecnológica*. 2^a ed. Perú: Universidad Nacional del centro, 2010. ISBN 978-612-00-1667-1.
- Crowe, C. Elger, D. Roberson, J (2007). *Mecánica de Fluidos*. Segunda edición en español. ISBN 978-970-817-040-6
- De Leon, Alexander O. 2008. *Implementación de un banco de pruebas para transmisiones, bombas, motores, cilindros y válvulas hidráulicas de maquinaria pesada para la construcción*, (Tesis para optar el Grado de Ingeniero Mecánico) Guatemala: Universidad de San Carlos de Guatemala, 2008.
- Fernández, B. (1998). *Introducción a la Mecánica de Fluidos*. Chile: Universidad Católica de Chile.
- Guevara, F. Franco, J. Garza, D. (2016). *Potencia fluida*. Primera ed. México: Pearson Educación de México Editores. ISBN 978-607-32-3452-8
- Hernández, Roberto; Fernández, Carlos y Baptista, María del Pilar. (2014). *Metodología de la Investigación*. México: Mc Graw Hill Educación.

- *Ibett Lara y Orly Carvache Franco (2017): Análisis del Costo - Beneficio una Herramienta de Gestión, Revista Contribuciones a la Economía (abril-junio 2017).* en: <http://eumed.net/ce/2017/2/costo-beneficio.html>.
- Instituto de Ciencias y Humanidades (2008). *Una visión analítica del movimiento. volumen II.* primera edición ISBN: 978-603-4018-51-8
- Jara, W. (1998) *Máquinas Hidráulicas.* Instituto de investigación de la facultad de ingeniería mecánica de la Universidad Nacional de Ingeniería. W&H EDITORES
- Jara, E. (2016). *Diseño de un banco de pruebas para bombas de pistones axiales con sensor de carga de hasta 140 cc/rev.* (Tesis para optar el Grado de Ingeniero Mecánico) Perú: Pontificia Universidad católica del Perú.
- Móvil (2023). *Aceite 100% sintético para sistemas hidráulicos industriales.* [en línea].[fecha de consulta: 04 de abril de 2023]. disponible en: <https://mobil.pe/industria/mobil-shc-500-series/>
- Morán, Gabriela y Alvarado, Darío. (2010). *Métodos de Investigación.* México: Pearson.
- Mott, Robert L. 2006. *Mecánica de Fluidos.* sexta edición. PEARSON EDUCACIÓN, México, 2006. Área: ingeniería, ISBN: 970-26-0805-8.
- Norma Internacional ISO/DIS 106763:2018 (E). <https://www.iso.org/obp/ui#iso:std:iso:10003:ed-2:v1:es>
- Parra, J & Velasco, L. *Diseño para Construcción de un Banco de Pruebas para determinar las Pérdidas de Carga en un Sistema de Tuberías,* (Tesis para optar el Grado de Ingeniero Mecánico). Cali, Colombia: Universidad Autónoma de Occidente, 2014.
- Rexroth Bosch, 2023, *Catálogo de productos.* [en línea].[fecha de consulta: 10 de abril de 2023]. disponible en: https://www.boschrexroth.com/ics/dispatch?matno=R900999011&LOCALE=es_PE&portalHookUrl=https%3A%2F%2Fstore.boschrexroth.com%2FHidr%25C3%25A1ulica%2FCilindro%2FCilindro-redondo%2FCD---Cilindro-diferencial%2FCILINDRO-

[HIDRAULICO R900999011%3Fcccl%3Des PE&scenario=commerce&ef=config&authCode=](#)

- Mannesmann Rexroth. *Fundamentos y componentes de la Oleohidráulica*. 3^a ed. Alemania: Editorial Mannesmann Rexroth, 1991. ISBN 3-8023-0266-4.
- Roca, F. (1999) *Oleohidráulica Básica diseño de circuitos*. ISBN 84-8301-198-0. ediciones UPC, S.L. Universidad Politécnica de Catalunya, Barcelona, España.
- Rumbo Minero. (2019) *Cilindros Hidráulicos: Mecanismo que genera Energía*. Revista desarrollo Minero [en línea]. Abril, 2019. [fecha de consulta: 18 de marzo del 2023]. Disponible en: <https://www.rumbominero.com/revista/informes/cilindros-hidraulicos-mecanismo-que-genera-energia/>
- Rus, G. (2021) *Análisis Coste-Beneficio Evaluación de Políticas Públicas y Proyectos de Inversión*. Editorial: Ariel. Barcelona-España. ISBN 978-84-122443-3-5
- Stauff (2018), *Catálogo accesorios hidráulicos*. [en línea].[fecha de consulta: 12 de abril de 2023]. disponible en: www.stauff.com/10/es/#3
- Serrano, A. (2002) *Oleohidraulica*. McGRAW-HILL/ Interamericana de España, S.A.U. ISBN: 84-481-3527-X.
- TECNIMAN. *Mangueras Hidráulicas: Diferencias y Usos*. [en línea]. Enero 2023 [fecha de consulta: 04 de marzo del 2023]. disponible en: <https://tecniman.es/mangueras-hidraulicas-diferencias-y-usos/>
- Tecsup (2004). *Mantenimiento Hidráulico Maquinaria Pesada*. FSAA-DMSE0020-2004
- Tomasz Siwulski (2023). *Estudio comparativo de la influencia de la arquitectura del sistema en la precisión de los movimientos de trabajo de los cilindros hidráulicos*, ISSN 20763417, disponible en: <https://www.scopus.com/record/display.uri?origin=recordpage&eid=2-s2.0-85148007351&citeCnt=0&noHighlight=false&sort=plf-f&src=s&st1=HYDRAULIC+CYLINDER&nlo=&nlr=&nls=&sid=d81687beb3e55cea338f8f6d3b54ec4b&sot=b&sdt=cl&cluster=scofreetoread%2>

[c"all"%2ct%2bscopubyr%2c"2023"%2ct%2bscosubtype%2c"ar"%2ct%2bscosubjabbr%2c"ENGI"%2ct&sl=33&s=TITLE-ABS-KEY%28HYDRAULIC+CYLINDER%29&relpos=10#author-keywords](#)

- VALDERRAMA, S. (2013). *Pasos para elaborar proyectos de investigación científica: Cuantitativa, cualitativa y mixta*. Segunda ed. Lima: Editorial San Marcos E.I.R.L. ISBN 978-612-302-878-7.
- Vickers, S. (1981). *Manual de Oleohidráulica Industrial*. Segunda edición española. ISBN: 84-7031-107-7

ANEXOS

Anexo 1: Matriz de consistencia

PROBLEMAS	OBJETIVOS	HIPÓTESIS	VARIABLES	DIMENSIONES	INDICADORES	METODOLOGÍA
<p>GENERAL:</p> <p>¿Cómo diseñar un banco de pruebas hidráulico para incrementar la presión de trabajo hasta 3500 psi en la empresa ASEREME EIRL??</p>	<p>GENERAL:</p> <p>Diseñar un banco de pruebas hidráulico para incrementar la presión de trabajo hasta 3500 psi en la empresa ASEREME EIRL.</p>	<p>GENERAL:</p> <p>Si se diseña el banco de pruebas hidráulico con presión de trabajo hasta 3500 psi, permitirá una reducción en la tercerización de pruebas hidráulicas en las instalaciones de la empresa ASEREME EIRL.</p>	<p>VARIABLE INDEPENDIENTE:</p> <p>Diseño de un banco de pruebas hidráulico</p>	<p>-Cálculo de parámetros del circuito hidráulico del banco de pruebas</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Desplazamiento de la bomba • Cálculo de potencia de motor eléctrico • Cálculo del volumen del depósito • Cálculo diámetro de tubería 	<p>Tipo de Investigación:</p> <p>Tecnológico</p>
<p>ESPECÍFICO:</p> <p>¿Cómo determinar los parámetros del circuito hidráulico, a fin de obtener los componentes del banco de pruebas hidráulico con presión de trabajo hasta 3500 psi?</p>	<p>ESPECÍFICO:</p> <p>Calcular los parámetros del circuito hidráulico, para seleccionar los componentes del banco de pruebas con presión de trabajo hasta 3500 psi.</p>	<p>ESPECÍFICO:</p> <p>Si se calculan los parámetros del circuito hidráulico, permitirá seleccionar los componentes del banco de pruebas hidráulico con presión de trabajo hasta 3500 psi.</p>		<p>-Selección de los componentes del circuito hidráulico</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Bomba hidráulica • Motor eléctrico • Electroválvula • Depósito hidráulico • Filtros • Componentes eléctricos 	<p>Diseño de Investigación:</p> <p>Descriptivo simple</p>
				<p>-Análisis costo-beneficio</p>	<ul style="list-style-type: none"> • VAN, TIR 	

¿Cómo seleccionar los componentes del banco de pruebas hidráulico con presión de trabajo hasta 3500 psi, a fin de plasmar los planos y realizar la simulación?

Seleccionar los componentes del banco de pruebas hidráulico con presión de trabajo hasta 3500 psi, para plasmar los planos y realizar la simulación.

Si se seleccionan los componentes del banco de pruebas hidráulico con presión de trabajo hasta 3500 psi, permitirá plasmar los planos y realizar la simulación.

**VARIABLE
DEPENDIENTE:**

¿Cómo reducir la tercerización de pruebas hidráulicas proyectadas, a fin de obtener el retorno de inversión enfocado al costo-beneficio?

Reducir la tercerización de pruebas hidráulicas proyectada, para obtener el retorno de inversión enfocado al costo-beneficio

Si se reduce la tercerización de pruebas hidráulicas proyectada, permite obtener el retorno de inversión enfocado al costo-beneficio

Presión de trabajo

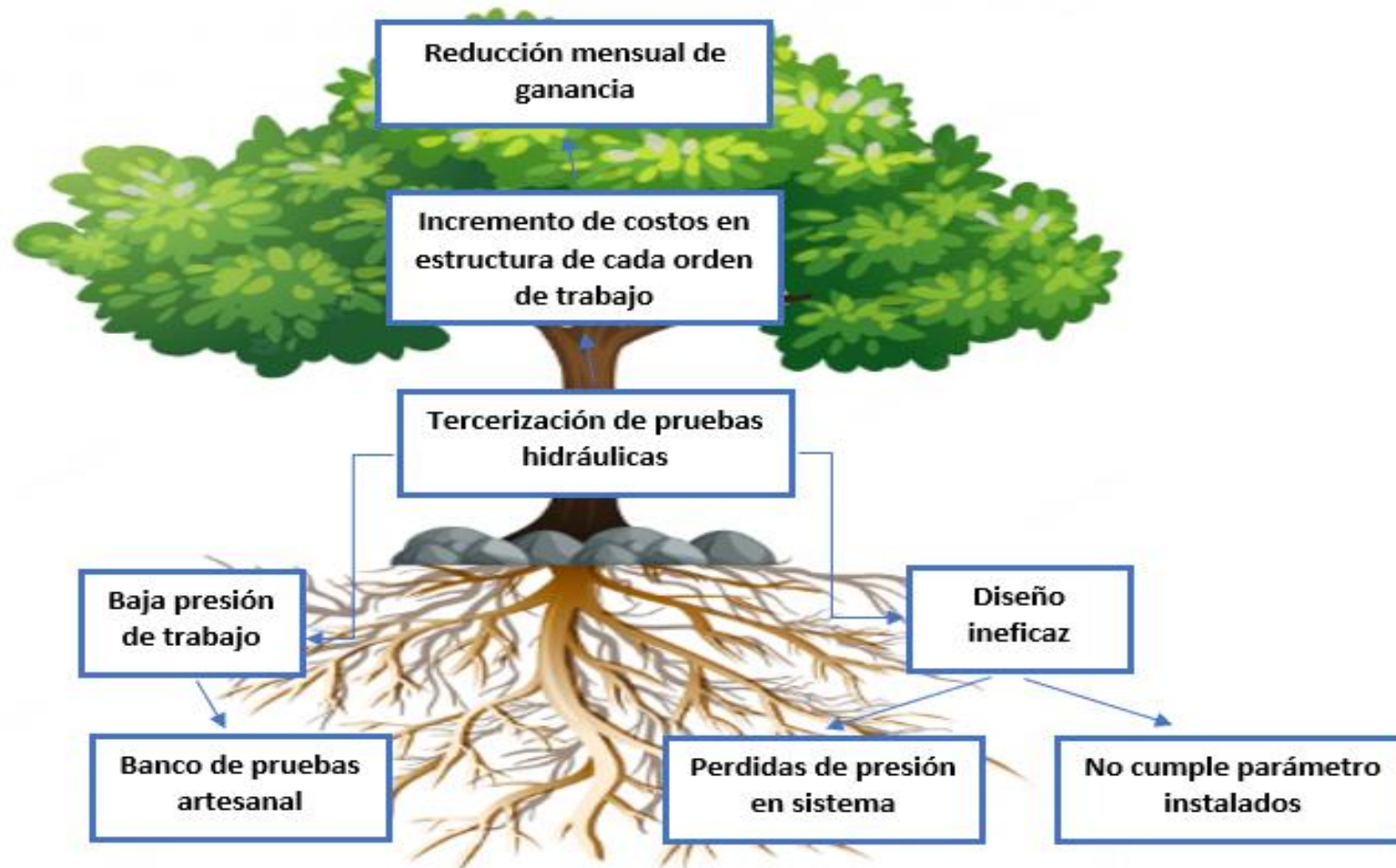
variación de presión

Tiempo

Evaluación de la presión en la cámara 1

Evaluación de la presión en la cámara 2

Anexo 2: Árbol de problemas



Anexo 3: Carta de autorización de uso de datos de la empresa



CARTA DE AUTORIZACIÓN DE USO DE DATOS DE LA EMPRESA

Yo **Oswaldo Alfredo Calle Escapa**, identificado con DNI 06989971, en mi calidad de **Gerente General** de la Empresa **Asesoría y Reparaciones Mecánico Eléctrica EIRL** con R.U.C N° 20107876376

OTORGO LA AUTORIZACIÓN

A los señores **Jorge Luis Rafaele Rosales** identificado con DNI N°74429967 y **David Hipolito Perez Cardenas** identificado con DNI N° 42294548, tesisistas de la Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía que utilice la siguiente información de la empresa:

- Fotos tomadas del protocolo en el banco de pruebas que se desarrollan en la empresa.
- Costos de pruebas hidráulicas mayor a 2100psi por terceros.
- Cuadro de trabajo de clientes para evaluación de costo beneficio del informe final.

con la finalidad de que pueda desarrollar su tesis para optar el grado de Ingeniero.

Con respecto al **uso del nombre de la empresa**, en mi calidad de representante legal, manifiesto que:

- () Se debe mantener en reserva el nombre o cualquier distintivo de la empresa; o
(X) Se puede mencionar el nombre de la empresa en la tesis.


Firma y sello del representante Legal
DNI: 06989971
CIP: 62457

Los Tesisistas declaran que los datos emitidos en esta carta y en la Tesis son auténticos. En caso de comprobarse la falsedad de datos, el bachiller será sometido al inicio del procedimiento disciplinario correspondiente; asimismo, asumirá toda la responsabilidad ante posibles acciones legales que la empresa, otorgante de información, pueda ejecutar.

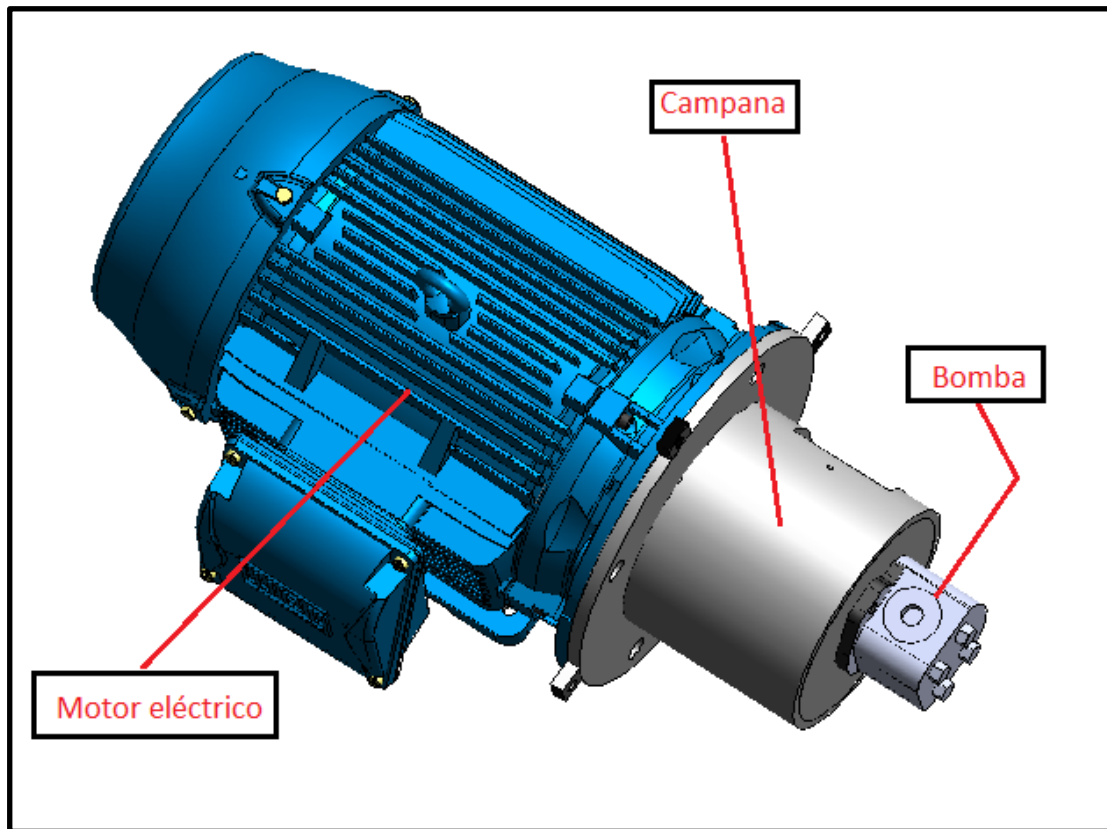

Firma del Bachiller

DNI: 74429967
Rafaele Rosales
Jorge Luis


Firma del Bachiller

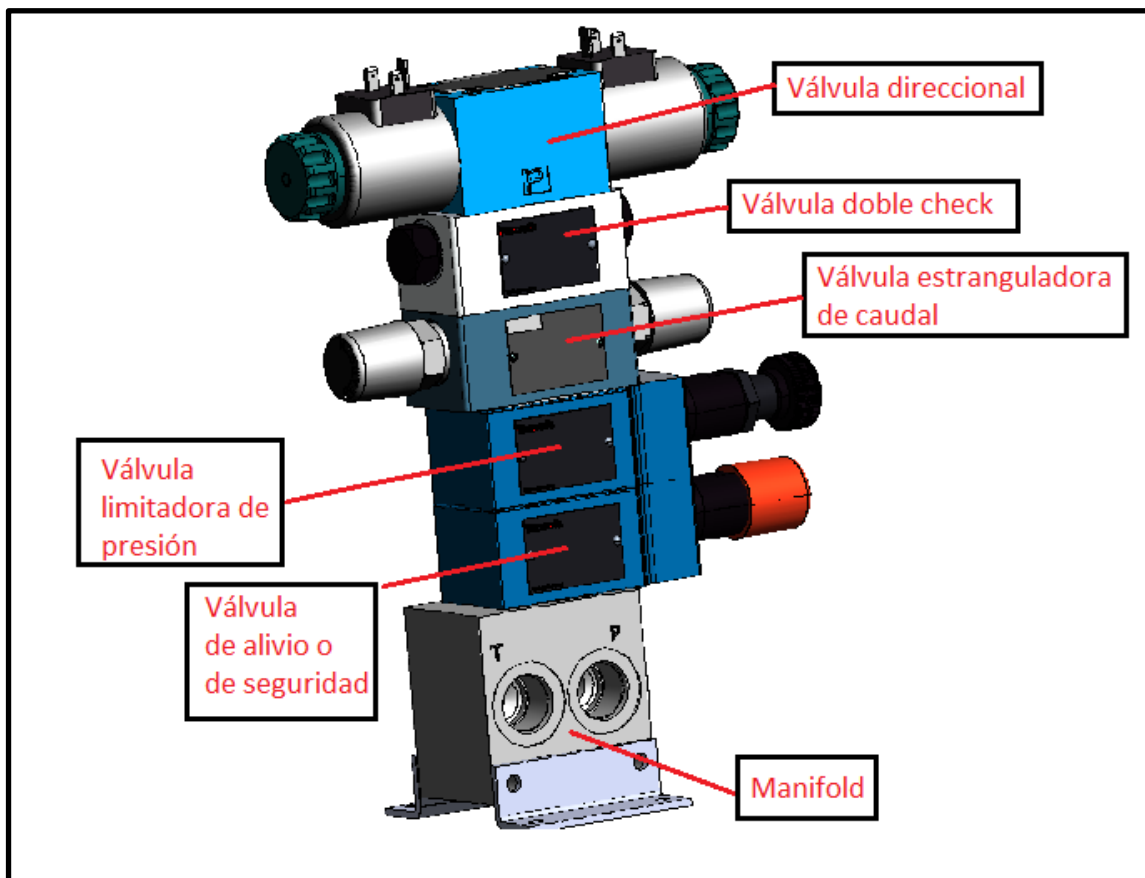
DNI: 42294548
PEREZ CARDENAS
David Hipolito

Anexo 4: Motor-campana-bomba



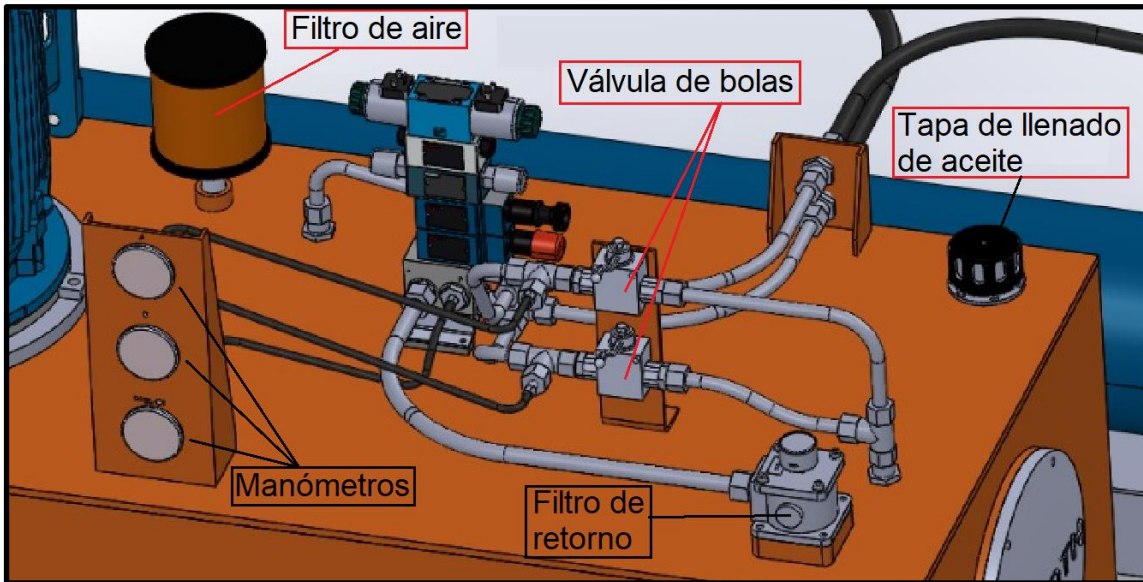
Fuente: Elaboración propia-Solidwork

Anexo 5: Bloque de válvulas



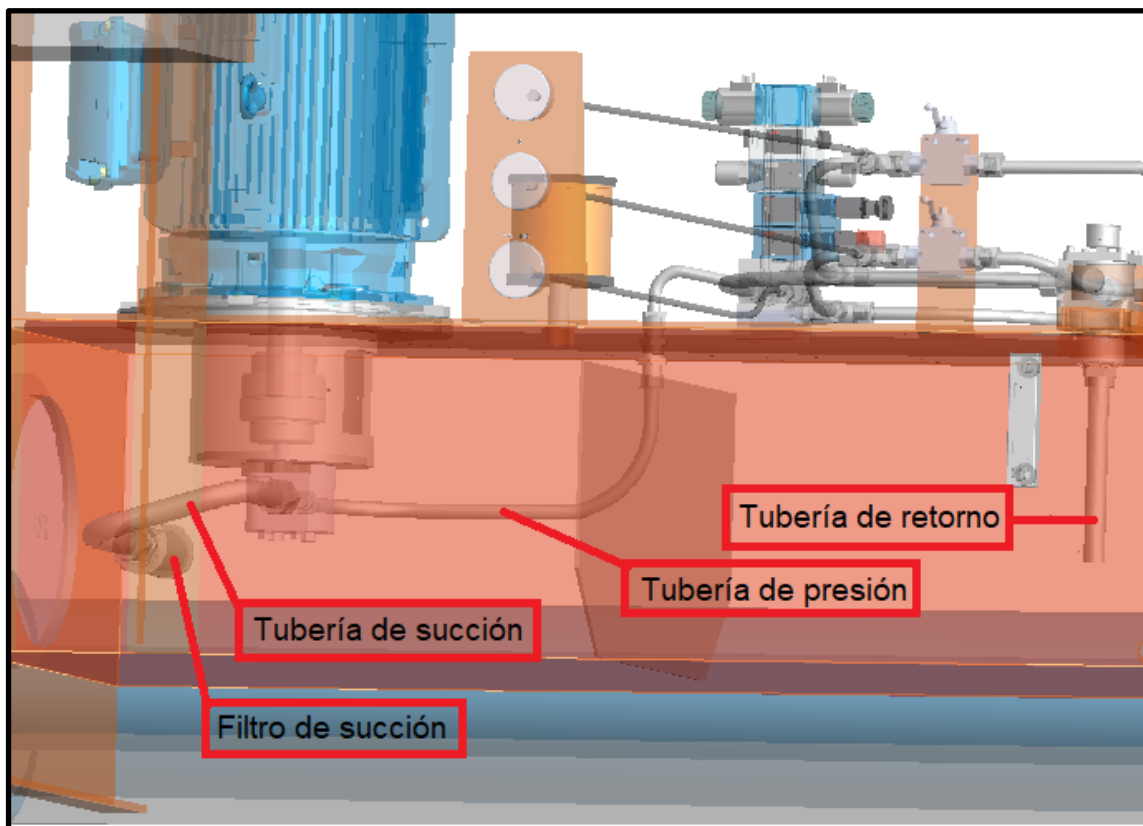
Fuente: Elaboración propia-Solidwork

Anexo 6: Filtro de aire-válvula de bolas-tapa de llenado-manómetros-filtro de retorno



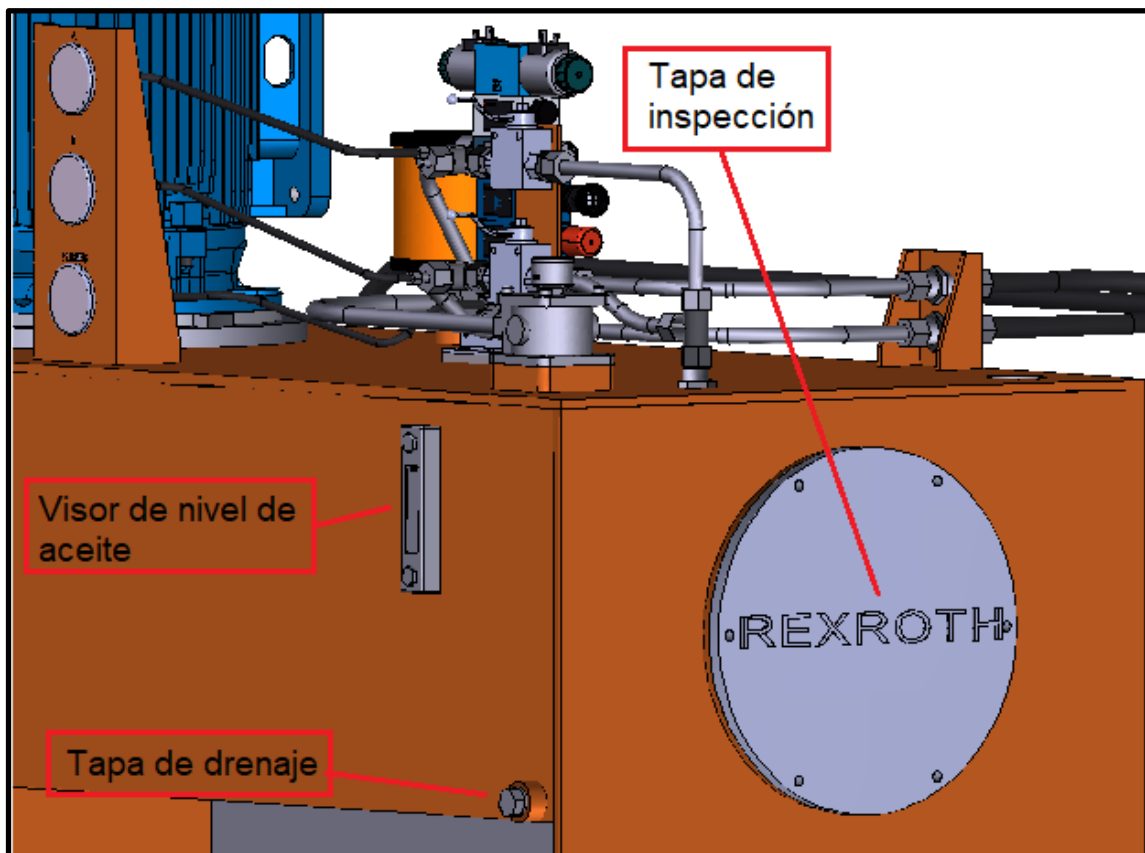
Fuente: Elaboración propia-Solidwork

Anexo 7: Tubería de succión-tubería de presión-tubería de descarga-filtro de succión



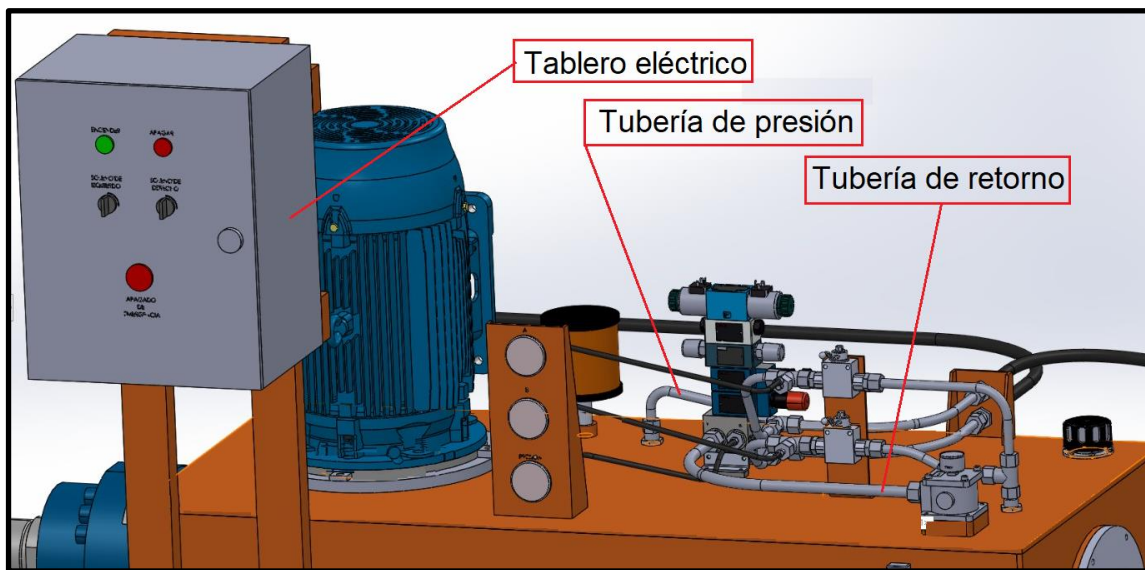
Fuente: Elaboración propia-Solidwork

Anexo 8: Tapa de inspección-tapa de drenaje-visor de nivel de aceite



Fuente: Elaboración propia-Solidwork

Anexo 9: Tablero eléctrico- tubería de presión-tubería de retorno



Fuente: Elaboración propia-Solidwork

Anexo 10: Ficha técnica de bomba hidráulica

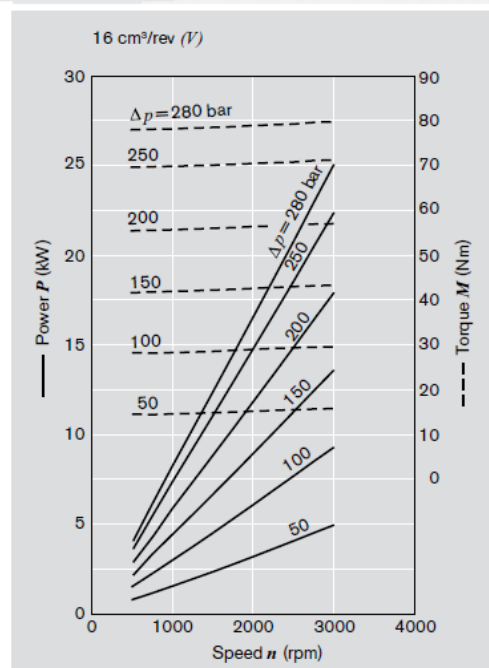
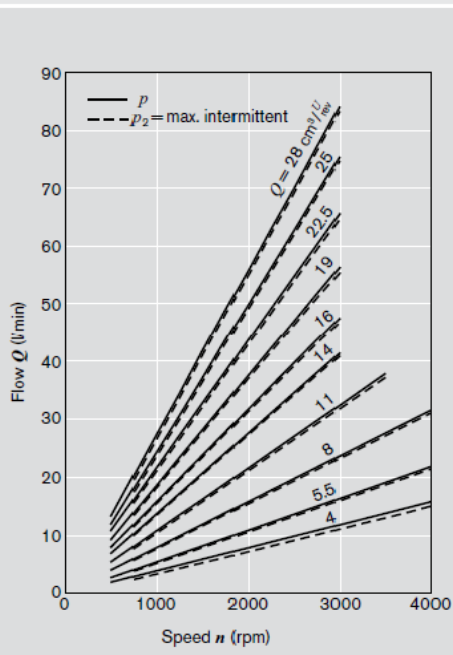
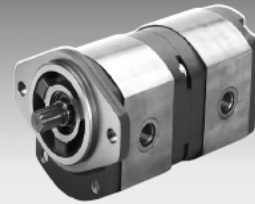
External Gear Pumps Series F

Rexroth
Bosch Group

RA 10089/08.11
Replaces: RA 10097

AZPF-...

Fixed pumps
Size 4.0...28 cm³/rev (.25 - 1.71 in³/rev)



Specifications

General	
Construction	External gear pump
Mounting	Flange or through-bolting with spigot
Ports	Threaded, flange
Direction of rotation (looking on shaft)	Clockwise or counter-clockwise, the pump may only be driven in the direction indicated
Installation position	Any
Load on shaft	Radial and axial forces after consulting
Ambient temperature range	-30°C...+80°C (-22 °F... +176 °F) or max. 110°C (230 °F) with FPM seal
Fluids	- Mineral oil compliant with DIN 51 524, 1-3, however under higher load at least HLP compliant with DIN 51 524 Part 2 recommended. - Comply with RE 90220 - Further operating fluids possible after consultation
Viscosity	12...800 mm ² /s permitted range 20...100 mm ² /s recommended range ...2000 mm ² /s range permitted for starting
Fluid temperature range	max. +80°C (176 °F) with NBR seals*) max. +110°C (230 °F) with FPM seals**)
Filtration ***)	At least cleanliness level 20/18/15 compliant with ISO 4406 (1999)

AZPF-1x*

Displacement	V	cm ³ /rev	4	5.5	8	11	14	16	19	22.5	22.5
Suction pressure	p_0	bar	0.7...3 (absolute), with tandem pumps: $p_0 (p_2) = \max. 0.5 > p_0 (p_1)$								
Max. continuous pressure	p_1		250*						210	180	210
Max. intermittent pressure	p_2		280*						230	210	230
Max. peak pressure	p_3		300						250	230	250
Min. rotational speed	< 100	rpm	600	500	500	500	500	500	500	500	500
at bar	12 mm ² /s		1200	1200	1000	1000	800	800	800	800	800
	180... p_2		1400	1400	1400	1200	1000	1000	1000	1000	1000
	25 mm ² /s		700	700	700	600	500	500	500	500	500
Max. rotational speed at	p_2		4000			3500	3000	3000	3000	2500	3000







*) Version with extended bearings

AZPF-2x*

Displacement	V	cm ³ /rev	4	5.5	8	11	14	16	19	22.5	25	28
Suction pressure	p_0	bar	0.7...3 (absolute), with tandem pumps: $p_0 (p_2) = \max. 0.5 > p_0 (p_1)$									
Max. continuous pressure	p_1		250						220	195	170	
Max. intermittent pressure	p_2		280						250	225	200	
Max. peak pressure	p_3		300						290	265	240	
Min. rotational speed	< 100	rpm	600	500	500	500	500	500	500	500	500	
at bar	12 mm ² /s		1200	1200	1000	1000	800	800	800	800	800	
	180... p_2		1400	1400	1400	1200	1000	1000	1000	1000	1000	
	25 mm ² /s		700	700	700	600	500	500	500	500	500	
Max. rotational speed at	p_2		4000			3500	3000	3000	3500	3500	3000	3000

AZ	P	F - 1□ or 2□	- 016	R	R	R	12	M	B	-□□□	□□	-S□□□□
										PRV (bar) FCV (l/min)		
Function P = Pump										Example: 180 bar, 9 l/min = 180 09 Use XXX if valve not applicable		
Size (F) .25 in3 (4.1 cm3) = 004 .34 in3 (5.6 cm3) = 005 .50 in3 (8.2 cm3) = 008 .69 in3 (11.3 cm3) = 011 .88 in3 (14.4 cm3) = 014 1.00 in3 (16.5 cm3) = 016 1.20 in3 (19.6 cm3) = 019 1.40 in3 (22.9 cm3) = 022 1.55 in3 (25.5 cm3) = 025 1.74 in3 (28.5 cm3) = 028										Special Design*		
Direction of rotation Right = R Left = L										End cover Standard = B Rear ports = A FCV, excess flow ext. = E PRV + FCV = V Priority flow control = P Pressure relief valve = D		
										Seals NBR = M FPM = P NBR, shaft seal in FPM = K		

Drive shafts			Front flange			Line connections		
C Conical 1:5 (Tapered key)		B P	B Square flange Pilot Ø 80 mm		20 Rectangular flange			
S Conical 1:5 for flange A (Tapered key)		A	R SAE J744 82-2 A 2-bolt flange Ø 82.55 mm		12 Thread (UN-2B) SAE O-ring BOSS			
H Conical 1:8 (Tapered key)		O	P Transmission flange Pilot Ø 50 mm		01 BSP pipe thread ISO 228/1			
N Dihedral claw (Dog tang)		M	O Square flange Pilot Ø 36.47 mm		30 Rectangular flange			
A Straight keyed ISO Ø 18 mm		B	C SAE J744 102-2 B 2-bolt flange Ø 101.6 mm		07 Split flange SAE* ISO 61 62-1 Type 1 Metric threads			
Q Straight keyed SAE J744 16-1 A		R	M 2-bolt flange Pilot Ø 52 mm with O-ring		40 Split flange SAE* ISO 61 62-1 Type 2 UNC threads			
Q SAE 5/8" Keyed, long *Use SO022 suffix		R	A Outboard bearing Pilot Ø 80 mm Type 1		03 Thread, metric ISO 6149 w/seal ring			
R 9T spline SAE J744 16-4 9T		R C	N 2-bolt mounting Pilot Ø 50 mm					
P 11T spline SAE J744 19-4 11T		R C	T 4-bolt mounting Ø 52 mm w/O-ring					
F Spline shaft DIN 5482 B17x14		B P	G Outboard bearing Ø 80 mm Type 2					

AZ	P	FFF - □□ -	022 / 016/005	R	R	R	12 / 12 / 12	M	B	-S□□□□	
										Special Design*	
Function	P = Pump	Model **	F = 4.0 ... 28.0 cm ³ /rev	Series	1x = Standard bearing 2x = Reinforced bearing	Size	Based on available sizes per series	Direction of rotation	Right = R Left = L	Rear cover refers on the last pumps part Model F, Standard = B Seals NBR = M FPM = P NBR, shaft seal in FPM = K	
Drive shafts				Front flange				Line connections			
Q	Straight keyed SAE J744 16-1A		Matching front flange	R	C	C	SAE J744 101-2 B 2-bolt flange Ø 101.6 mm		12	Thread (UN-2B) SAE O-ring BOSS	
P	11T spline SAE J744 19-4 11T		R	C	C	R	SAE J744 82-2 A 2-bolt flange Ø 82.55 mm				
R	9T spline SAE J744 16-4 9T		R	C	C						

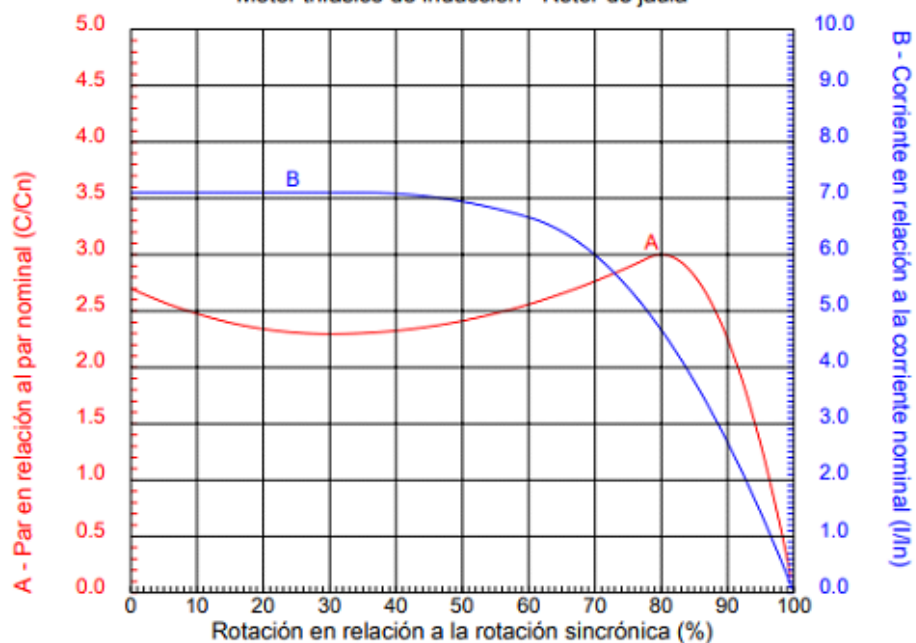
Anexo 11: Ficha técnica del motor eléctrico

Cliente	:	
Línea del producto	:	W22 Carcasa de Hierro Gris - High Efficiency - IE2

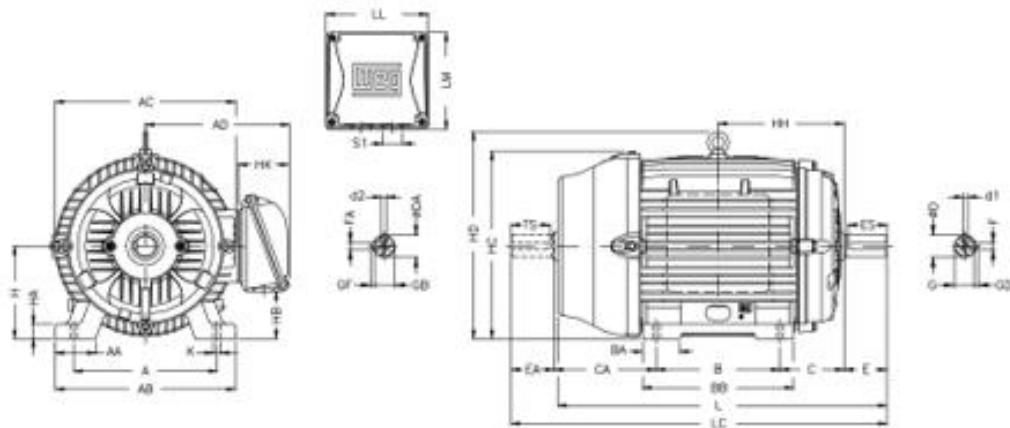
Carcasa	: 160M	Ip/In	: 7,1
Potencia	: 20 HP	Régimen de servicio	: S1
Frecuencia	: 60 Hz	Factor de servicio	: 1,15
Rotación nominal	: 1775 rpm	Categoría	: ---
Voltaje nominal	: 220/380/440 V	Par de arranque	: 270 %
Corriente nominal	: 52,8/30,6/26,4 A	Par máxima	: 300 %
Clase de aislación	: F		

	ELECTROMOTORES JVM SAC	Nr.:

CURVAS CARACTERÍSTICAS EN FUNCIÓN DE LA ROTACIÓN
Motor trifásico de inducción - Rotor de jaula



Cliente	:	
Línea del producto	:	W22 Carcasa de Hierro Gris - High Efficiency - IE2



A	AA	AB	AC	AD
254	44	292	329	266
B	BA	BB	C	CA
210	63	254	108	174
D	E	ES	F	G
42k6	110	80	12	37
GD	DA	EA	TS	FA
8	42k6	110	80	12
GB	GF	H	HA	HB
37	8	160	17	79
HC	HD	HF	HH	HK
331	380	168	213	101
K	L	LC	LL	LM
14.5	598	712	198.5	190
S1	d1	d2		
2xM40x1.5	DM16	DM16		

W22 Carcasa de Hierro Gris - High Efficiency - IE2

Motor trifásico de inducción
Carcasa 160M - IPW55



Anexo 12: Cotización de motor eléctrico



ELECTROMOTORES JVM S.A.C.
 CAL. ACOMAYO NRO 441
 LIMA - LIMA - LIMA
 CEL: 994185463

RUC 20519100950
COTIZACIÓN
006331

CLIENTE		FECHA EMISIÓN	: 28/03/2023
RUC	: 20107876376	FECHA DE VENC.	: 28/03/2023
DENOMINACIÓN	: ASESORIA Y REPARAC MECANICO ELECT EIRL	MONEDA	: SOLES
DIRECCIÓN	: CAL. SANTA LUCILA NRO. 125 URB. VILLA MARINA - LIMA LIMA CHORRILLOS		

CANT.	UM	CÓD.	DESCRIPCIÓN	V/U	P/U	IMPORTE
1	NIU	MS20.4P	MOTOR TRIF. 20HP 1750RPM 220 380 440 VOLT. 60HZ IP55 SIEMENS IE2 IE2 ALTA EFICIENCIA FRAME 160 CARCASA DE FIERRO FUNDIDO	3,813.559	4,500.000	4,500.00
1	NIU	MW20.4P	MOTOR TRIFASICO 20HP 1750RPM 220 380 440 VOLT. 60HZ IP55 WEG IE2 ALTA EFICIENCIA FRAME 160 CARCASA DE FIERRO FUNDIDO	4,474.576	5,280.000	5,280.00

GRAVADA	S/	8,288.14
IGV 18.00 %	S/	1,491.86
TOTAL	S/	9,780.00

IMPORTE EN LETRAS: NUEVE MIL SETECIENTOS OCHENTA CON 00/100 SOLES

Cuentas Bancarias: CUENTA CORRIENTE BCP
 SOLES: 191-1749799-0-35 CCI: 00219100174979903552
 DOLARES: 191-1973424-1-84 CCI: 00219100197342418457
 CUENTA CORRIENTE BBVA
 SOLES: 001101150100090355
 DOLARES: 001101150100090363

NOTA: SE SUGIERE QUE TODO PAGO DE PROVINCIA SEA VIA TRANSFERENCIA, SI ES DEPOSITO POR VENTANILLA Y/O AGENTE ADICIONAR EL 0.5% DEL MONTO TOTAL, ES LA COMISIÓN QUE EL BANCO DESCUENTA POR DEPOSITOS DE PROVINCIA.
 SIEMPRE BRINDANDO CALIDAD Y GARANTIA!

Manómetro con muelle tubular Modelo 213.53, Líquido de relleno, Caja acero inoxidable

Hoja técnica WIKA PM 02.12



Aplicaciones

- Para puntos de medida con elevadas cargas dinámicas y vibraciones
- Para medios gaseosos, líquidos, no viscosos y no cristalizantes, compatibles con aleaciones de cobre
- Hidráulica
- Compresores, industria naval

Características

- Resistente contra vibraciones y golpes
- Construcción de extrema robustez
- DN 63 y 100 con homologación Germanischer Lloyd y Gost
- Rangos de indicación hasta 0 ... 1000 bar



Manómetro con muelle tubular, modelo 213.53.
conexión inferior

Descripción

Versión
EN 837-1

Diámetro nominal en mm
50, 63, 100

Clase de precisión
DN 50, 63: 1,6
DN 100: 1,0

Rangos de indicación
DN 50: 0 ... 1 a 0 ... 400 bar
DN 63, 100: 0 ... 0,6 a 0 ... 1000 bar
así como todas las gamas correspondientes para presión negativa y sobrepresión negativa y positiva.

Carga máx.

DN 50, 63: Carga estática: 3/4 x valor final de escala
Carga dinámica: 2/3 x valor final de escala
Carga puntual: Valor final de escala
DN 100: Carga estática: Valor final de escala
Carga dinámica: 0,9 x valor final de escala
Carga puntual: 1,3 x valor final de escala

Temperatura admisible

Ambiente: -20 ... +60 °C
Medio: +60 °C máxima

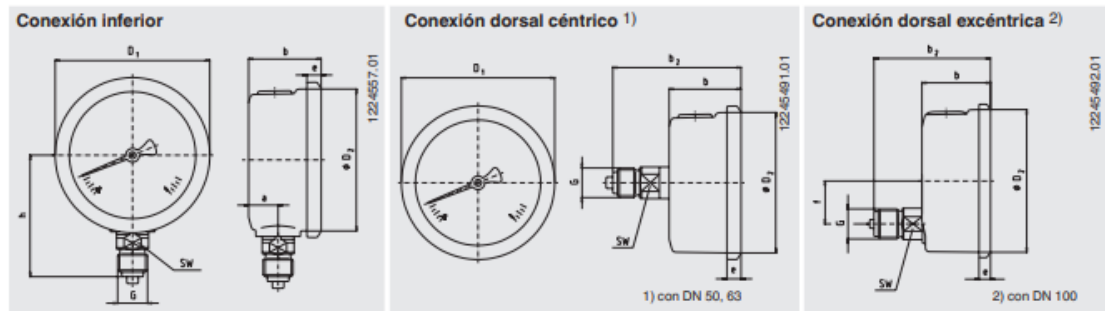
Influencia de temperatura

En caso de desviación de la temperatura de referencia en el sistema de medición (+20 °C): máx. ±0,4 %/10 K de la gama de indicación

Tipo de protección

IP 65 según EN 60529 / IEC 529

Dimensiones en mm



DN	Dimensiones en mm				Peso en kg						
	a	b ± 0,5	b ₂ ± 0,5	D1	D2	e	f	G	h ± 1	SW	
50	12	30	55	55	50	5,5	-	G ¼ B	48	14	0,15
63	13	32	56	68	62	6,5	-	G ¼ B	54	14	0,21
100	15,5	48	81,5	107	100	8	30	G ½ B	87	22	0,80

Conexión a proceso según EN 837-1 / 7.3

Indicaciones relativas al pedido

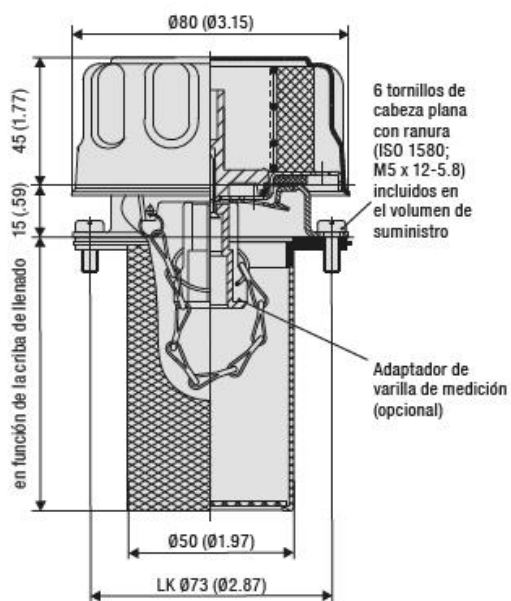
Modelo / Diámetro nominal / Rango de indicación / Conexión / Posición de la conexión / Opciones

© 2008 WIKA Alexander Wiegand SE & Co. KG, todos los derechos reservados.
 Los datos técnicos descritos en este documento corresponden al estado actual de la técnica en el momento de la publicación.
 Nos reservamos el derecho de modificar los datos técnicos y materiales.



Filtros de llenado y ventilación

Filtro de llenado y ventilación metálico Tipo SMBB-80 (versión de bayoneta)



Características del producto

Llenado y ventilación de depósitos hidráulicos; permite la ventilación permanente al tiempo que protege frente

Sin entrada de presión

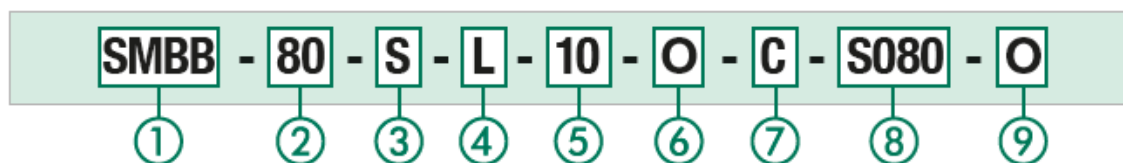
Materiales

- Tapa de acero, con revestimiento de cinc/níquel (Fe/Zn Ni 6) y sin compuestos de cromo hexavalente Cr (VI) (estándar de entrega); disponibles modelos cromados y con revestimiento en polvo
- Brida de bayoneta de acero, galvanizada
- Criba de acero, galvanizada o de poliamida (PA)
- Adaptador de varilla de medición de poliamida (PA)
- Juntas de corcho (para modelos sin entrada de presión) o NBR (Buna-N®) (para modelos con entrada de presión)

Accesorios/Opciones

- Criba de llenado de plástico o de metal (800 μm)
- Entrada de presión de hasta 0,7 bar / 10 PSI
- Elemento del filtro de aire
- Mecanismo de cierre
- Adaptador de varilla de medición (apto para varilla de medición de plástico DS-1)
- Varilla de medición de plástico con pantalla protectora integrada
- Varilla de medición de plástico con imán integrado

Clave de pedido



① Tipo/Versión

Filtro de llenado y ventilación metálico; Versión de bayoneta **SMBB**

② Diámetro de tapa Ø / Material / Superficie

Diámetro de tapa Ø 80 mm / 3.15 in; tapa de acero, revestimiento de cinc/níquel (estándar de entrega) **80**

Diámetro de tapa Ø 80 mm / 3.15 in; Tapa de acero, cromado **80C**

Diámetro de tapa Ø 80 mm / 3.15 in; Tapa de acero, con revestimiento en polvo **80E**

③ Modelo de logotipo

Con logotipo STAUFF (estándar de entrega) **S**
Modelo neutro sin logotipo **N**

④ Mecanismo de cierre

Sin mecanismo de cierre (estándar de entrega) **O**
Con mecanismo de cierre (ver figura arriba) **L**

⑤ Elemento del filtro de aire (material/grado de filtración)

Sin elemento de filtro de aire **O**
3 µm papel filtrante **03**
10 µm espuma/PUR (estándar de entrega) **10**
40 µm espuma/PUR **40**

Materiales/grados de filtración alternativos a petición.

⑥ Entrada de presión

Sin entrada de presión (estándar de entrega) **O**
Con entrada de presión de 0,35 bar / 5 PSI **B0.35**
Con entrada de presión a 0,7 bar / 10 PSI **B0.7**

Ver página 26 para obtener más información.

⑦ Material de la junta

Corcho (sin entrada de presión) **C**
NBR (Buna-N®) (con entrada de presión) **B**

⑧ Criba de llenado

Sin criba de llenado **O**
Criba de llenado metálica (80 mm / 3.15 in) (estándar de entrega) **S080**
Criba de llenado de plástico (95 mm / 3.74 in) **S095P**
Criba de llenado metálica (100 mm / 3.94 in) **S100**
Criba de llenado metálica (150 mm / 5.91 in) **S150**
Criba de llenado metálica (200 mm / 7.87 in) **S200**

⑨ Varilla de medición

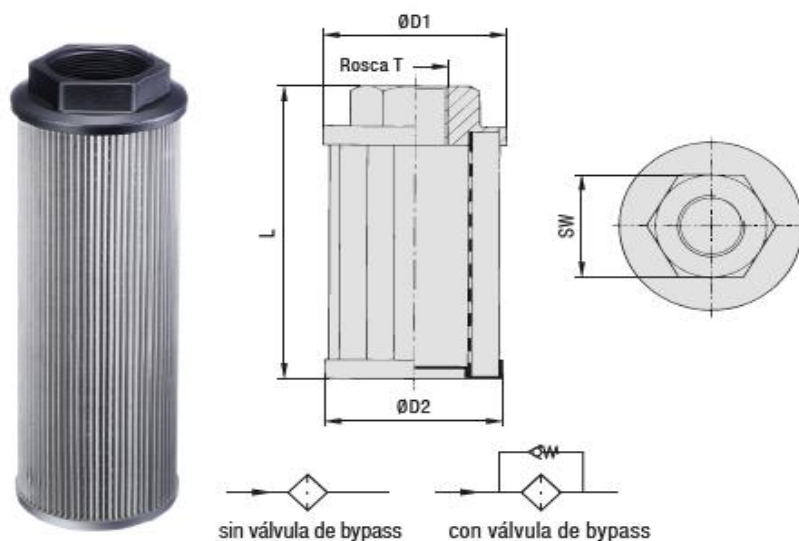
Sin varilla de medición (estándar de entrega) **O**
Adaptador de varilla de medición, apto para varilla de medición DS-1 **A**
Con adaptador de varilla de medición y varilla de medición de plástico DS-1, con pantalla protectora integrada **D300**
Varilla de medición de plástico (300 mm / 11.81 in) con imán integrado **D300M**

El cliente puede acortar las varillas de medición a longitudes individuales.

Tenga en cuenta: El adaptador de varilla de medición es necesario para la instalación posterior de una varilla de medición de plástico DS-1 (ver página 26) y está incluido automáticamente al pedir un modelo con entrada de presión.

Cestillos de succión

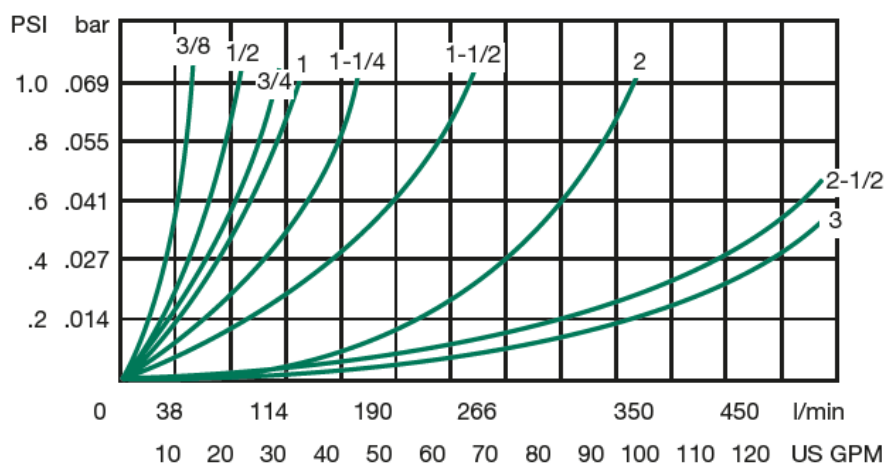
Cestillo de succión (tapa de poliamida) Tipo SUS



Curvas características de la circulación

Circulación frente a caída de presión ΔP

Las siguientes curvas características se aplican a aceites minerales con una densidad de $0,85 \text{ kg/dm}^3$ y una viscosidad cinemática de $30 \text{ mm}^2/\text{s}$ (cSt) a una temperatura de $+38 \text{ }^\circ\text{C}$ / $+100 \text{ }^\circ\text{F}$.



Características del producto

Montaje en el depósito de líquido para conectar directamente al conducto de succión; la posición en el depósito deberá estar siempre por debajo del nivel de líquido mínimo.

Características

- Conexión mediante rosca interior BSP (ISO 228) o rosca interior NPT (ANSI B1.20.1)
- Margen de uso para temperaturas: -20 °C ... +100 °C / -4 °F ... +212 °F

Compatibilidad con los agentes

- Adecuado para usar con líquidos hidráulicos (HL y HLP) con base de aceite mineral y queroseno

Materiales

- Tapa superior (con rosca de conexión) de poliamida (PA) reforzada con fibra de vidrio; modelo con tapa de aluminio, ver página 51.
- Tapa inferior de acero, galvanizada
- El material de filtrado estándar es tejido metálico de acero fino (125 µm); grados de filtración alternativos de 60 µm y 250 µm disponibles

Accesorios/Opciones

- Las válvulas de bypass integradas con una presión de apertura de 0,2 bar (3 PSI) reducen el riesgo de variaciones de presión que pueden estar causadas por cestillos de succión sucios o agentes de viscosidad alta

Modelos especiales a petición. Para obtener más información póngase en contacto con STAUFF.

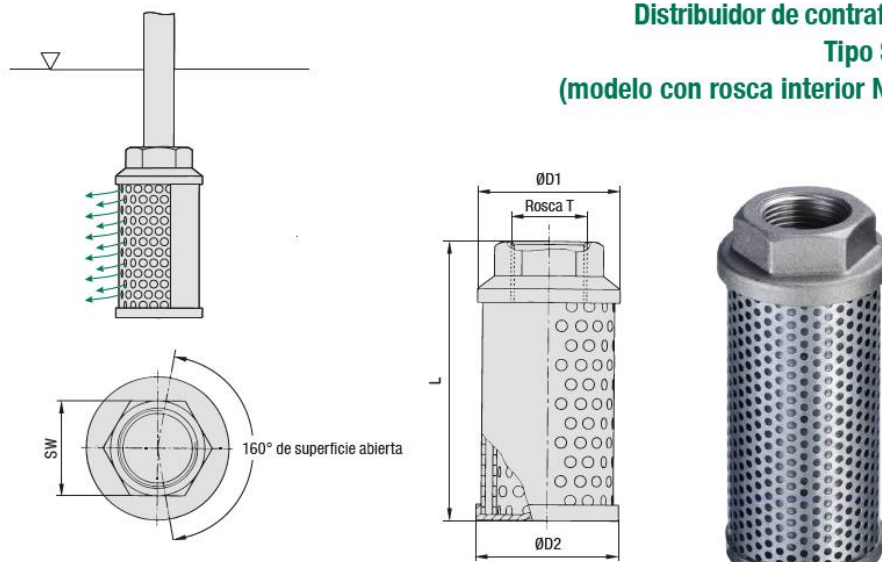
Tamaño	Rosca T	Dimensiones ^(mm/in)				Superficie de filtrado	Flujo máx.
		ØD1	ØD2	L	SW		
050-N06-067	3/8 NPT	50	49	67	26	296 cm ²	12 l/min
		1.97	1.93	2.64	1.02	46 in ²	3.1 US GPM
050-N06-090	3/8 NPT	50	49	90	26	430 cm ²	12 l/min
		1.97	1.93	3.54	1.02	67 in ²	3.1 US GPM
050-N08-105	1/2 NPT	50	49	105	26	518 cm ²	15 l/min
		1.97	1.93	4.13	1.02	80 in ²	3.9 US GPM
068-N12-105	3/4 NPT	68	66	105	34	676 cm ²	25 l/min
		2.68	2.60	4.13	1.34	105 in ²	6.5 US GPM
068-N16-140	1 NPT	68	66	140	42	930 cm ²	50 l/min
		2.68	2.60	5.51	1.65	144 in ²	13.0 US GPM
088-N20-140	1-1/4 NPT	88	85	140	50	1172 cm ²	65 l/min
		3.46	3.35	5.51	1.97	182 in ²	16.9 US GPM
088-N20-195	1-1/4 NPT	88	85	195	60	1709 cm ²	65 l/min
		3.46	3.35	7.68	2.36	265 in ²	16.9 US GPM
088-N24-140	1-1/2 NPT	88	85	140	60	1172 cm ²	140 l/min
		3.46	3.35	5.51	2.36	182 in ²	36.4 US GPM
088-N24-226	1-1/2 NPT	88	85	226	60	2012 cm ²	140 l/min
		3.46	3.35	8.90	2.36	312 in ²	36.4 US GPM
088-N24-260	1-1/2 NPT	88	85	260	60	2344 cm ²	140 l/min
		3.46	3.35	10.24	2.36	363 in ²	36.4 US GPM

Anexo 16: Ficha técnica del filtro de retorno



Distribuidores de contraflujo

Distribuidor de contraflujo Tipo SRV (modelo con rosca interior NPT)



Características del producto

Montaje en depósitos de líquido con conexión directa al conducto de retorno para tranquilizar el aceite de retorno y reducir la formación de espuma y los ruidos en el depósito; la posición en el depósito debería estar siempre por debajo del nivel de líquido mínimo.

Características

- Conexión mediante rosca interior NPT (ANSI B1.20.1)
- Margen de uso para temperaturas:
-20 °C ... +100 °C / -4 °F ... +212 °F
- Presión de servicio máxima: 20 bar / 290 PSI

Clave de pedido

SRV - 050 - N12

①

②

③

① Tipo

Distribuidor de contraflujo **SRV**

② Circulación máx.

50 l/min / 13 US GPM	050
114 l/min / 30 US GPM	114
200 l/min / 52 US GPM	200
227 l/min / 59 US GPM	227
454 l/min / 118 US GPM	454
650 l/min / 169 US GPM	650
950 l/min / 247 US GPM	950

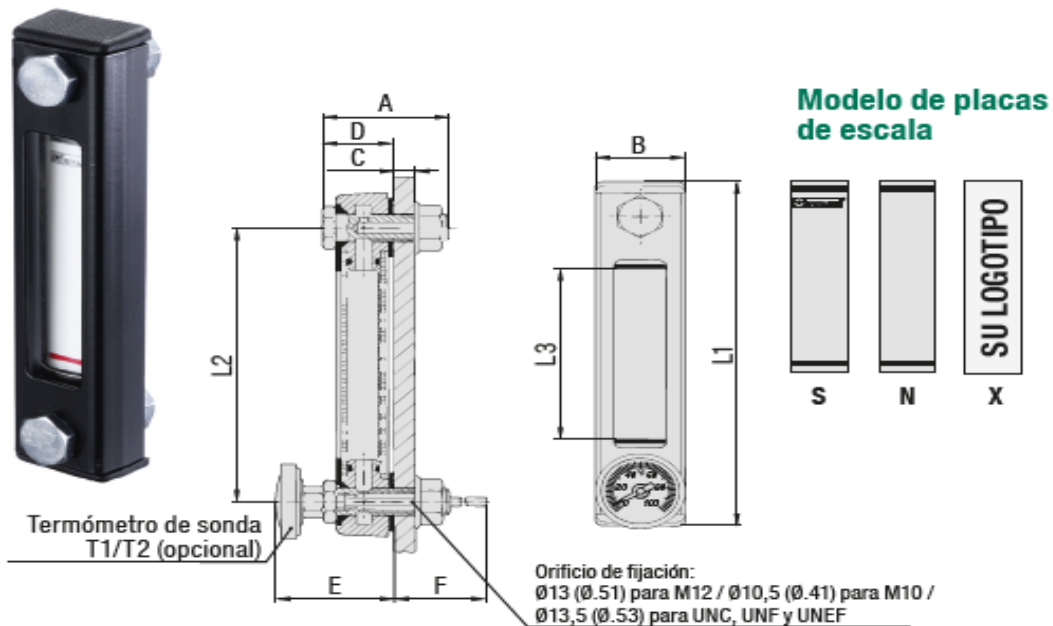
③ Rosca de conexión (interior)

3/4 NPT	N12
1 NPT	N16
1-1/4 NPT	N20
1-1/2 NPT	N24
2 NPT	N32
2-1/2 NPT	N40
3 NPT	N48

Rosca alternativa a petición.

Indicadores de nivel y temperatura

Indicador de nivel Tipo SNA



Características del producto

Supervisión óptica del nivel de líquido en depósitos con un pretensado de máximo 2 bar / 29PSI.

Tamaños nominales y estructura

- 7 tamaños nominales de 76 mm / 2.99 in hasta 381 mm / 15.00 in
- Campo de visión sin división (SNA-076 ... 176) o dividido en 2 (SNA-254) o 3 secciones (SNA-305 y SNA-381)

Ver página 15 para obtener información sobre tamaños nominales y estructuras alternativas.

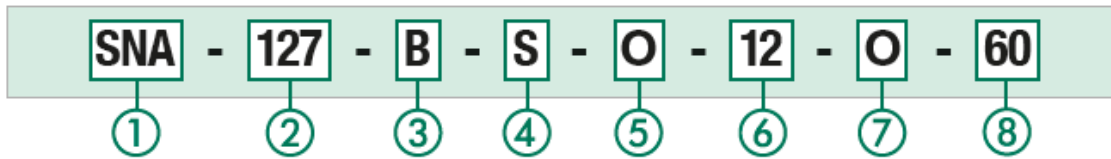
Compatibilidad con los agentes

- Adecuado para usar con líquidos hidráulicos (HL y HLP) con base de aceite mineral y queroseno

Materiales

- Carcasa de acero St 12, con revestimiento en polvo
- Mirilla y tapa de poliamida (PA)
- Juntas de NBR (Buna-N®)
- Placa de escala de PVC

Clave de pedido



① Tipo

Indicador de nivel óptico	SNA
---------------------------	------------

② Tamaño nominal

SNA-076 (tamaño nominal 76 mm / 2.99 in)	076
SNA-127 (tamaño nominal 127 mm / 5.00 in)	127
SNA-150 (tamaño nominal 150 mm / 5.91 in)	150
SNA-176 (tamaño nominal 176 mm / 6.93 in)	176
SNA-254 (tamaño nominal 254 mm / 10.00 in)	254
SNA-305 (tamaño nominal 305 mm / 12.00 in)	305
SNA-381 (tamaño nominal 381 mm / 15.00 in)	381

Ver página 15 para tamaños nominales alternativos.

③ Material de sellado

NBR (Buna-N®) (estándar de entrega)	B
FKM (Viton®)	V

④ Modelo de placas de escala

Con logotipo STAUFF (estándar de entrega)	S
Modelo neutro sin logotipo	N
Modelo definido por el cliente (indicar)	X

⑤ Termómetro

Sin termómetro (estándar de entrega)	0
--------------------------------------	----------

⑥ Tornillos huecos

Rosca métrica ISO M12 (estándar de entrega)	12
Rosca métrica ISO M10	10
Rosca UNC 1/2–13 UNC	U1
Rosca UNF 1/2–20 UNF	U2
Rosca UNEF 1/2–28 UNEF	U3

⑦ Interruptor/Sensor de temperatura/ Parada de salida

Sin interruptor/sensor de temperatura/ parada de salida-	
Interruptor de temperatura TS-SNA/SNK; mecanismo de apertura (n/c); equipado con conexión estándar	0
Interruptor de temperatura TS-SNA/SNK; mecanismo de apertura (n/c); equipado con conexión M12	0D
Interruptor de temperatura TS-SNA/SNK; mecanismo de cierre (n/o); equipado con conexión estándar	C
Interruptor de temperatura TS-SNA/SNK; mecanismo de cierre (n/o); equipado con conexión M12	CD
Sensor de temperatura TS-SNA/SNK-PT100; equipado con conexión M12	PT100
parada de salida Set A	DA
parada de salida Set B	DB

Anexo 18: Ficha técnica válvula direccional

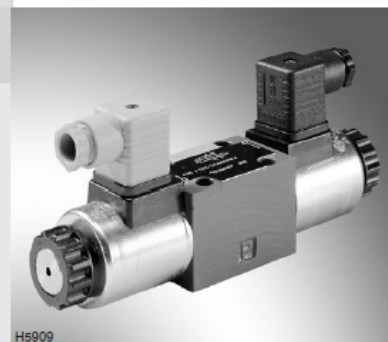
Válvula direccional de 4/3, 4/2 y 3/2 vías con solenoides de continua o de alterna en baño de aceite

Rexroth
Bosch Group

RS 23178/04.09
Reemplaza a: 08.08

Tipo WE

Tamaño nominal 6
Serie 6X
Presión de servicio máxima 350 bar [5076 psi]
Caudal máximo: 80 l/min [21 US gpm] – DC
60 l/min [15.8 US gpm] – AC



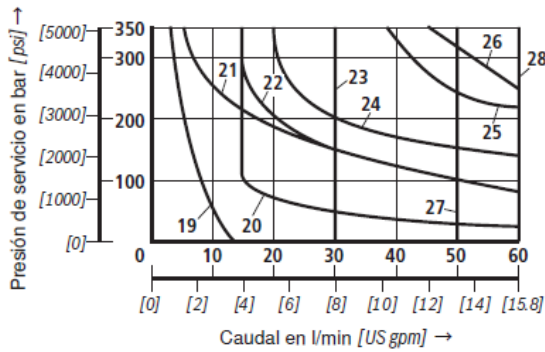
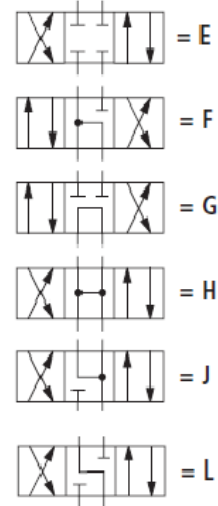
Datos técnicos (¡Para utilización con valores distintos, consúltenos!)

generales			
Masa	- Válvula con 1 solenoide	kg [lbs]	1,45 [3.2]
	- Válvula con 2 solenoides	kg [lbs]	1,95 [4.3]
Posición de montaje			opcional
Rango de temperatura ambiente		°C [°F]	-30 hasta +50 [-22 hasta +122] (juntas NBR) -20 hasta +50 [-4 hasta +122] (juntas FKM)
hidráulicos			
Presión de servicio máxima	- conexión A, B, P	bar [psi]	350 [5076]
	- conexión T	bar [psi]	210 [3050] (DC); 160 [2320] (AC) En símbolo A y B la conexión T se debe utilizar como conexión de fugas.
Caudal máximo		l/min [US gpm]	80 [21] (DC); 60 [15.8] (AC)
Sección del caudal (posición de conmutación 0)	- símbolo pistón Q	mm ²	aprox. 6 % de la sección nominal
	- símbolo pistón W	mm ²	aprox. 3 % de la sección nominal
Fluido hidráulico ¹⁾			Aceite mineral (HL, HLP) según DIN 51524 ²⁾ ; fluidos hidráulicos rápidamente biodegradables según VDMA 24568 (ver también RS 90221); HETG (aceite de colza) ²⁾ ; HEPG (poliglicoles) ³⁾ ; HEES (ésteres sintéticos) ³⁾ ; otros fluidos a pedido
Rango de temperatura del fluido hidráulico		°C [°F]	-30 hasta +80 [-22 hasta +176] (juntas NBR) -15 hasta +80 [-4 hasta +176] (juntas FKM)
Rango de viscosidad		mm ² /s [SUS]	2,8 hasta 500 [35 hasta 2320]
Grado máximo admisible de suciedad del fluido hidráulico clase de pureza según ISO 4406 (c)			Clase 20/18/15 ⁴⁾

Características

- Válvula direccional de corredera de mando directo con accionamiento por solenoide en versión de alta potencia
- Posición de las conexiones según DIN 24340 forma A
- Posición de las conexiones según ISO 4401-03-02-0-05 y NFPA T3.5.1 R2-2002 D03
- Placas de conexión, ver catálogo RS 45052
- Solenoide de continua o alterna en baño de aceite con bobina extraíble
- Bobina de solenoide girable 90°
- No se requiere la apertura de la cámara presurizada para cambiar la bobina
- Conexión eléctrica como conexión individual o central (otras conexiones eléctricas, ver RS 08010)
- Dispositivo de accionamiento auxiliar, opcional
- Versión de conmutación suave, ver RS 23183
- Conmutador de posición inductivo y sensores de proximidad (sin contacto), ver RS 24830
- Documentación complementaria:
 - "Información general de productos para productos hidráulicos", RS 07008
 - "Montaje, puesta en marcha, mantenimiento de válvulas industriales" RS 07300

Símbolos



Solenoide de alterna Tensión	
W110	110 V; 60 Hz
W230	230 V; 60 Hz

(otras tensiones a pedido)

Solenoide de tensión alterna – 60 Hz	
Curva	Símbolo de plstón
19	A; B ¹⁾
20	V
21	A; B
22	F; P
23	G; T
24	J; L; U
25	A/O; A/OF; Q; W
26	C; D; Y
27	H
28	C/O; C/OF; D/O; D/OF; E E1- ²⁾ ; M; R ³⁾

¹⁾ Con dispositivo de accionamiento auxiliar

²⁾ P – A/B preapertura

³⁾ Retorno del consumidor al depósito

Código de pedido

	WE	6	6X/	E				
3 conexiones principales		= 3						
4 conexiones principales		= 4						
Tamaño nominal 6		= 6						
Símbolos pistón p. ej. C, E, EA, EB etc.; versión posible, ver página 4								
Serie 60 hasta 69 (60 hasta 69: medidas de instalación y conexión invariadas)			= 6X					
Con retorno por resorte				= sin deslg.				
Sin retorno por resorte				= O				
Sin retorno por resorte con fiador				= OF				
Solenoides de alta potencia húmedo (en baño de aceite) con bobina extraíble				= E				
Tensión continua 24 V					= G24			
Tensión alterna 230 V 50/60 Hz					= W230			
Tensión alterna 120 V ó 110 V 50/60 Hz					= W110			
					= W + tensión			
Tensión continua 205 V					= G205 ¹⁾			
Solenoides de tensión continua con rectificador para tensión alterna (no referida a frecuencia; sólo disponible con conector insertable con tapa D, página 14)					= W110R			
Otros códigos de pedido para tensiones y frecuencias especiales, ver página 7								
Con dispositivo de accionamiento auxiliar protegido (estándar)						= N9		
Con dispositivo de accionamiento auxiliar						= N		
Sin dispositivo de accionamiento auxiliar						= sin deslg.		
Conexión eléctrica								
Conexión individual								
Sin conector con enchufe DIN EN 175301-803						= K4 ³⁾		
Sin conector con enchufe AMP Junior-Timer						= C4 ³⁾		
Sin conector con enchufe DT 04-2PA (enchufe Deutsch)						= K40 ³⁾		
Sin conector con enchufe M12x1 con indicador luminoso						= K72L ⁴⁾		
Sin conector con enchufe M12x1 con indicador luminoso (sin conexión de Pin 1 a Pin 2)						= K73L ⁴⁾		
Conexión central								
Introducción de cable en la tapa, con indicador luminoso						= DL		
Colocación central en la tapa, con indicador luminoso (sin conector)						= DKL ⁵⁾		
Otras conexiones eléctricas, ver RS 08010								

Twin throttle check valve

Rexroth
Bosch Group

RE 27506/05.11
Replaces: 02.03

Type Z2FS

Size 6
Component series 4X
Maximum operating pressure 315 bar
Maximum flow 80 l/min

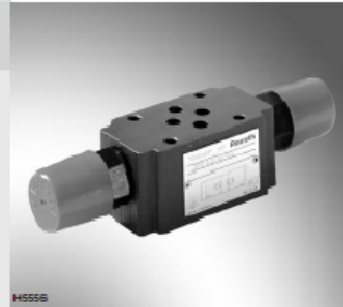


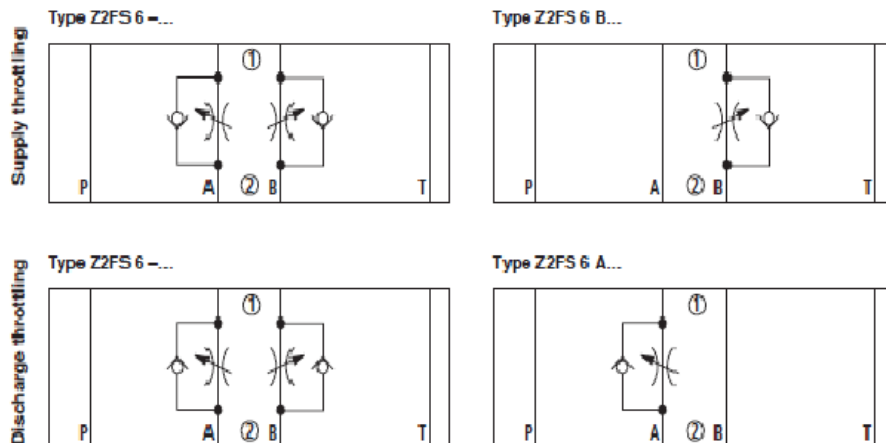
Table of contents

Contents	Page
Features	1
Ordering code	2
Symbols	2
Function, section	3
Technical data	4
Characteristic curves	5
Unit dimensions	6, 7

Features

- Sandwich plate valve
- Porting pattern according to DIN 24340 form A
- Porting pattern according to ISO 4401-03-02-0-05 (with locating hole)
- For the main or pilot flow limitation of 2 actuator ports
- 4 adjustment types:
 - Set screw with lock nut and protective cap
 - Lockable rotary knob with scale
 - Spindle with internal hexagon and scale
 - Rotary knob with scale

Symbols (① = component side, ② = plate side)




Technical Data (For applications outside these parameters, please consult us!)

general

Weight	kg	Approx. 0.8
Installation position		Any
Ambient temperature range	°C	-20 to +80

hydraulic

Maximum operating pressure	bar	315
Maximum flow	l/min	80
Hydraulic fluid		See table below
Hydraulic fluid temperature range	°C	-20 to +80
Viscosity range	mm ² /s	10 to 800
Maximum permitted degree of contamination of the hydraulic fluid - cleanliness class according to ISO 4406 (c)		Class 20/18/15 ¹⁾

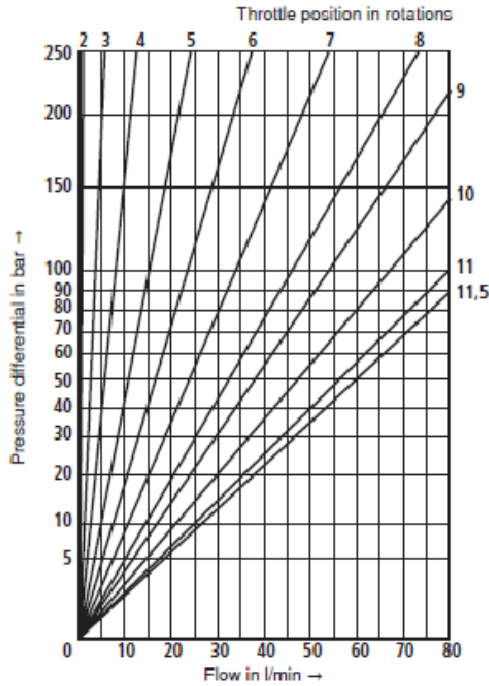
Hydraulic fluid	Classification	Suitable sealing materials	Standards
Mineral oils and related hydrocarbons	HL, HLP, HLPD	NBR, FKM	DIN 51524
Environmentally compatible	- Insoluble in water	HETG	NBR, FKM
	- Soluble in water	HEES	FKM
Flame-resistant	- Water-free	HEPG	FKM
	- Water-containing	HFDU, HFDR	FKM
		HFC (Fuchs Hydrotherm 46M, Petrofer Ultra Safe 620)	NBR
<p> Important information on hydraulic fluids!</p> <p>- For more information and data on the use of other hydraulic fluids refer to data sheet 90220 or contact us!</p> <p>- There may be limitations regarding the technical valve data (temperature, pressure range, service life, maintenance intervals, etc.)!</p> <p>- Flame-resistant – water-containing:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Maximum operating pressure 210 bar • Maximum hydraulic fluid temperature 60 °C • Expected service life as compared to HLP hydraulic oil 30 % to 100 % 			

¹⁾ The cleanliness classes specified for the components must be adhered to in hydraulic systems. Effective filtration prevents faults and at the same time increases the service life of the components.

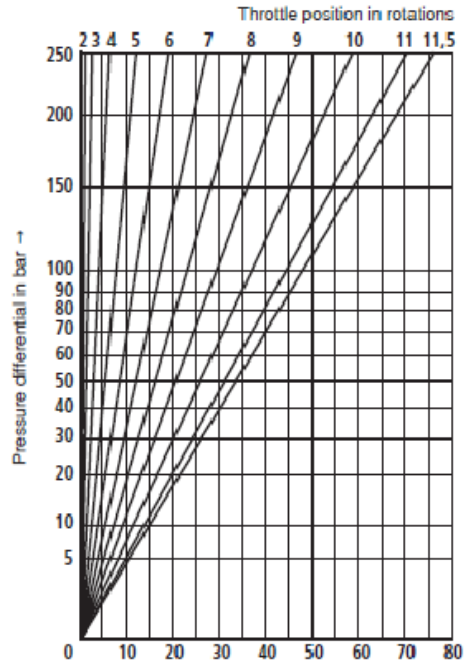
For the selection of the filters see www.boschrexroth.com/filter.

Characteristic curves (measured with HLP46, $\vartheta_{oil} = 40 \pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$)

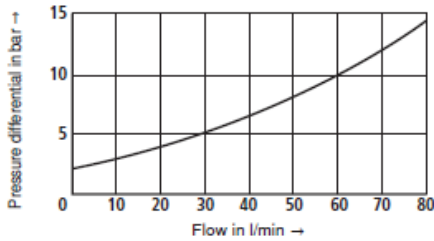
Δp - q_v characteristic curves (version "2Q")



Δp - q_v characteristic curves (version "1Q")



Δp - q_v characteristic curves (via check valve; throttle closed)



Ordering code

Z2FS 6 -4X/ *

Twin throttle check valve; sandwich plate design

Size 6 = 6

Throttle check valve side A and B = -¹⁾

Throttle check valve side A = A

Throttle check valve side B = B

Adjustment type

Setscrew with lock nut and protective cap = 2

Lockable rotary knob with scale = 3²⁾

Spindle with internal hexagon and scale = 5

Rotary knob with scale = 7

¹⁾ Identical adjustment types on the A and B side.
²⁾ H key with material no. R900008158 is included in the delivery.

³⁾ Locating pin ISO 8752-3x8-St, material no. R900005694 (separate order)

Further details in the plain text

No code = Without locating hole
 /60³⁾ = With locating hole

Seal material

No code = NBR seals

V = FKM seals

(other seals upon request)

Attention!

Observe compatibility of seals with hydraulic fluid used!

1Q = With fine adjustment

2Q = Standard design

4X = Component series 40 to 49

(40 to 49: unchanged installation and connection dimensions)

Standard types and standard units are contained in the EPS (standard price list).

Anexo 20: Ficha técnica válvula limitadora de pressão

RP 25 751D/04.05

Substitui: 02.00

Válvula Limitadora de Pressão Diretamente Operada Montagem como Placa Intermediária Tipo ZDBD 6 e Z2DBD 6

Tamanho Nominal 6

Série 1X

Pressão máxima de operação 315 bar

Rexroth
Bosch Group



Características

- Válvula como placa intermediária
- Configuração dos furos conforme DIN 24 340 Forma A, ISO 4401 e CETOP-RP 121 H
- 5 faixas de pressão
- 5 sentidos de atuação, opcionais
- Com 1 ou 2 válvulas
- 2 elementos de ajuste
 - Botão giratório
 - Fuso roscado com sextavado interno e capa de proteção

Curvas características



Dados Técnicos (Na utilização fora das características consultar a Bosch Rexroth.)

Características hidráulicas		
Fluido hidráulico		Óleo mineral (HL, HLP) conforme DIN 51524 Éster fosfato (HFD-R)
Faixa de temperatura do fluido hidráulico	°C	- 30 até + 80 (com vedações NBR) - 20 até + 80 (com vedações FPM)
Faixa de viscosidade	mm ² /s	10 até 800
Grau de contaminação		Máximo grau de contaminação permitido para o fluido hidráulico conforme NAS 1638 classe 9. Para isto recomendamos um filtro com uma taxa mínima de retenção de B ₁₀ > 75.
Faixa de pressão de operação		Entrada até 315 bar; saída até 160 bar

Dados para pedido

	Z	DBD	6	1XB	/	*
Placa intermediária	= Z					
Para as execuções DC ou DD indicar: 2 válvulas limitadoras de pressão tipo cartucho	= 2					
Válvula limitadora de pressão, diretamente operada		= DBD				
Comando						
Parafuso regulador com tampa protetora						= s
Botão giratório						= h
Tamanho nominal 6			= 6			

Demais indicações em texto complementar

sem desig. = Vedações em NBR, resistente a óleo mineral (HL, HLP) conf. DIN 51524

V = Vedações em FKM, resistente a éster fosfato (HFD-R)

25 = Pressão máxima ajustável: 25 bar
50 = Pressão máxima ajustável: 50 bar
100 = Pressão máxima ajustável: 100 bar
200 = Pressão máxima ajustável: 200 bar
315 = Pressão máxima ajustável: 315 bar

18 = **Série 1X B**
(10 a 19 = medidas de instalação e de conexões inalteradas)

Limitação de pressão, de - para:

DA =	A - T
DP =	P - T
DB =	B - T
DC =	A - T ou B - T
DD =	A - B ou B - A

Pressure relief valve, direct operated

Rexroth
Bosch Group

RE 25402/10.10
Replaces: 02.09

Type DEB

Sizes 6 to 30
Component series 1X
Maximum operating pressure 630 bar [9150 psi]
Maximum flow 330 l/min [87 US gpm]



Technical data (for applications outside these parameters, please consult us!)

General

Size	NG	6 and 8	10	15 and 20	25 and 30
Weight		See pages 7, 9 and 11			
Installation position		Optional			
Ambient temperature range	°C [°F]	-30 to +80 [-22 to +176] (NBR seals) -15 to +80 [5 to 176] (FKM seals)			
Minimum strength of housing materials		Housing materials must be selected so that sufficient safety is provided under all conceivable operating conditions (e.g. with regard to compressive strength, thread stripping strength and tightening torques).			

Hydraulic

Maximum operating pressure	- Inlet	bar [psi]	400 [5800]	630 [9150]	400 [5800]	315 [4568]
	- Outlet	bar [psi]	315 [4568]	315 [4568]	315 [4568]	315 [4568]
Maximum flow (standard valves)			See characteristic curves on page 6			
Hydraulic fluid			Mineral oil (HL, HLP) to DIN 51524 ¹⁾ ; fast bio-degradable hydraulic fluids to VDMA 24568 (see also data sheet 90221); HETG (rape-seed oil) ¹⁾ ; HEPG (polyglycols) ²⁾ ; HEES (synthetic esters) ²⁾ ; other hydraulic fluids on enquiry			
Hydraulic fluid temperature range	°C [°F]		-30 to +80 [-22 to +176] (NBR seals) -15 to +80 [5 to 176] (FKM seals)			
Viscosity range	mm ² /s [cSt]		10 to 800 [60 to 3710]			
Permissible max. degree of contamination of the hydraulic fluid - cleanliness class to ISO 4406 (c)			Class 20/18/15 ³⁾			

Ordering code

								DBD				1X
Pressure relief valve, direct operated												
Type of adjustment for pressure adjustment												
Size												
	6	8	10	15	20	25	30					
Sleeve with hexagon and protective cap	●	●	●	●	●	●	●	= S				
Rotary knob ¹⁾	●	●	●	●	●	-	-	= H				
Hand wheel ²⁾	-	-	-	-	-	●	●	= H				
Lockable rotary knob ^{1,3,5)}	●	●	●	●	●	-	-	= A				
Size (Port)	= 6	= 8	= 10	= 15	= 20	= 25	= 30	E.g. = 10				
	G1/4	G3/8	G1/2	G3/4	G1	G1 1/4	G1 1/2					
Type of connection												
As screw-in cartridge valve	●	-	●	-	●	-	●	= K				
For threaded connection ⁴⁾	●	●	●	●	●	●	●	= G				
For subplate mounting	●	-	●	-	●	-	●	= P				
Component series 10 to 1Z (10 to 1Z: unchanged installation and connection dimensions)												= 1X
Pressure rating ⁶⁾												
Pressure setting up to 25 bar [362 psi]	●	●	●	●	●	●	●	= 25				
Pressure setting up to 50 bar [725 psi]	●	●	●	●	●	●	●	= 50				
Pressure setting up to 100 bar [1450 psi]	●	●	●	●	●	●	●	= 100				
Pressure setting up to 200 bar [2900 psi]	●	●	●	●	●	●	●	= 200				
Pressure setting up to 315 bar [4568 psi]	●	●	●	●	●	●	●	= 315				
Pressure setting up to 400 bar [5800 psi]	●	●	●	●	●	-	-	= 400				
Pressure setting up to 630 bar [9150 psi] ⁷⁾	-	-	●	-	-	-	-	= 630				

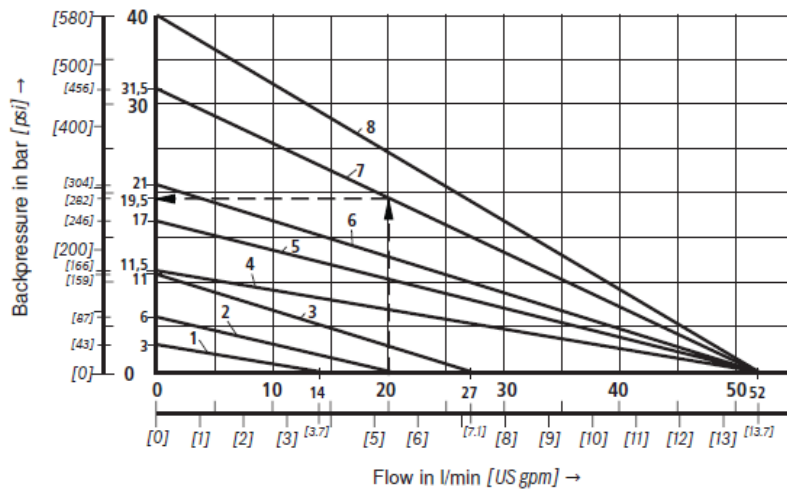
● = Available

			*
--	--	--	---

		Further details in clear text	
		PED	
No code =		Without type examination	
E =		Type-tested safety valve in accordance with PED 97/23/EC	
		Pipe connection	
No code =		Pipe thread to ISO 228/1	
12 =		SAE thread	
		Seal material	
No code =		NBR seals	
V =		FKM seals	
		(other seals on request)	
		Attention!	
		Observe compatibility of seals with hydraulic fluid used!	

Permissible maximum flow q_{Vmax} in dependence upon backpressure p_T in the drain line

Type DBD. 6 .1X/...E



Characteristic curves	Response pressure p_A in bar [psi]
1	30 [435]
2	60 [870]
3	110 [1595]
4	115 [1668]
5	170 [2465]
6	210 [3046]
7	315 [4568]
8	400 [5800]

Characteristic curves for intermediate values can be generated by interpolation. Further explanations can be found on page 16.

Anexo 21: Ficha técnica válvula doble check

Check valve, pilot operated



Type Z2S

RE 21548
Edition: 2013-06
Replaces: 07.10



tb0256

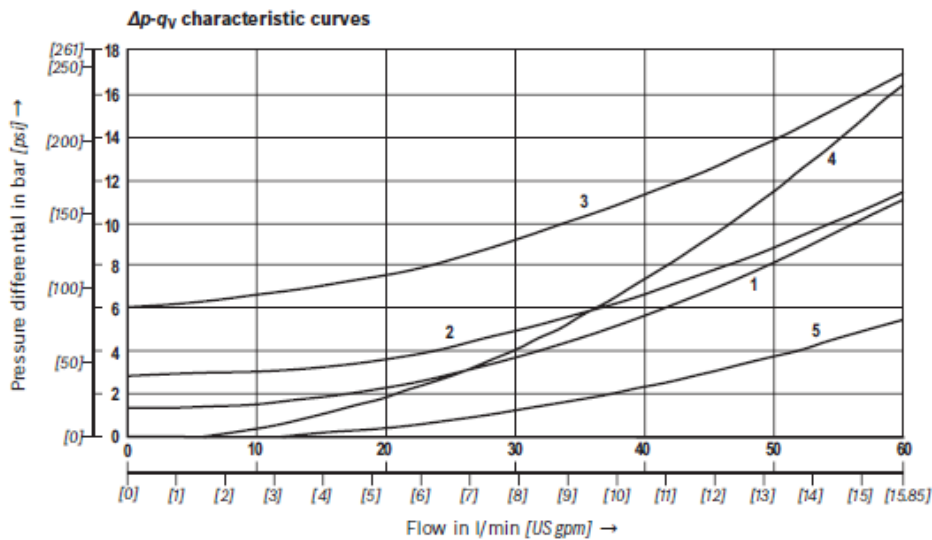
- ▶ Size 6
- ▶ Component series 6X
- ▶ Maximum operating pressure 315 bar [4568 psi]
- ▶ Maximum flow 60 l/min [15.8 US gpm]

Features

- ▶ Sandwich plate valve for use in vertical stackings
- ▶ Porting pattern according to DIN 24340 form A (**without** locating hole)
- ▶ Porting pattern according to ISO 4401-03-02-0-05 and NFPA T3.5.1 R2-2002 D03 (**with** locating hole)
- ▶ For the leakage-free blocking of one or two actuator ports, optional
- ▶ Various cracking pressures, optional
- ▶ With pre-opening, optional
- ▶ Check valve installation sets available individually
- ▶ Special versions upon request

Characteristic curves

(measured with HLP46, $\vartheta_{oil} = 40 \pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$ [104 ± 9 °F])



Ordering code

01	02	03	04	05	06	07	08	09	10
Z2S	6			- 6X	/				*

01	Check valve, sandwich plate	Z2S
----	-----------------------------	-----

02	Size 6	6
----	--------	---

Leakage-free blocking

03	In channel A and B	-
	In channel A	A
	In channel B	B

Cracking pressure

04	1.5 bar [21.7 psi]	1
	3 bar [43.5 psi]	2
	6 bar [86.0 psi]	3

05	Component series 60 to 69 (60 to 69: Unchanged installation and connection dimensions)	6X
----	--	----

06	Surface without corrosion resistance ¹⁾	no code
----	--	---------

Seal material

07	NBR seals	no code
	FKM seals	V
The selection is dependent on the operating parameters (hydraulic fluid, temperature, etc).		

Locating hole

08	Without locating hole	no code
	With locating hole	/60
	With locating hole and locking pin ISO 8752-3x8-St	/62

Special versions

09	Without special version	no code
	Control open by external port G1/4 (only version "A" and "B")	SO40
	With pre-opening	SO55
	Control spool unloaded to port T	SO60
	With pre-opening and control open from channel P	SO150
Symbols (examples) see page 3		

10	Further details in the plain text	
----	-----------------------------------	--

Anexo 22: Ficha técnica de la campana

HYDRAULIC COMPONENTS

Bellhousings type PG made of cast iron

Bellhousings made of cast iron (type PG)

For screw tightening torque see assembly instructions

Distance sleeves available on request

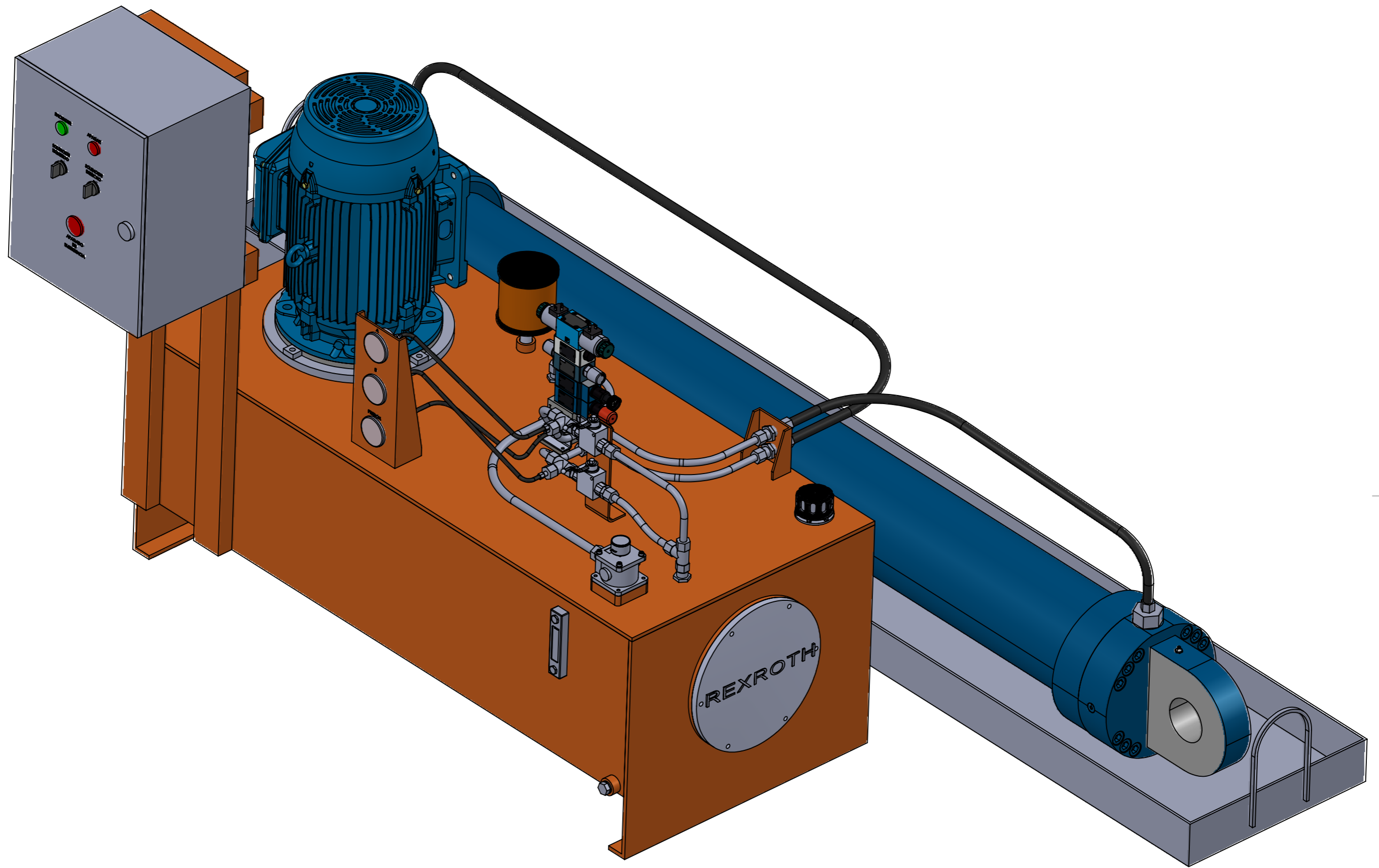
Drain port available on request

Please specify in the order in case if the bellhousing is needed in an oilproof design (extra charge)!

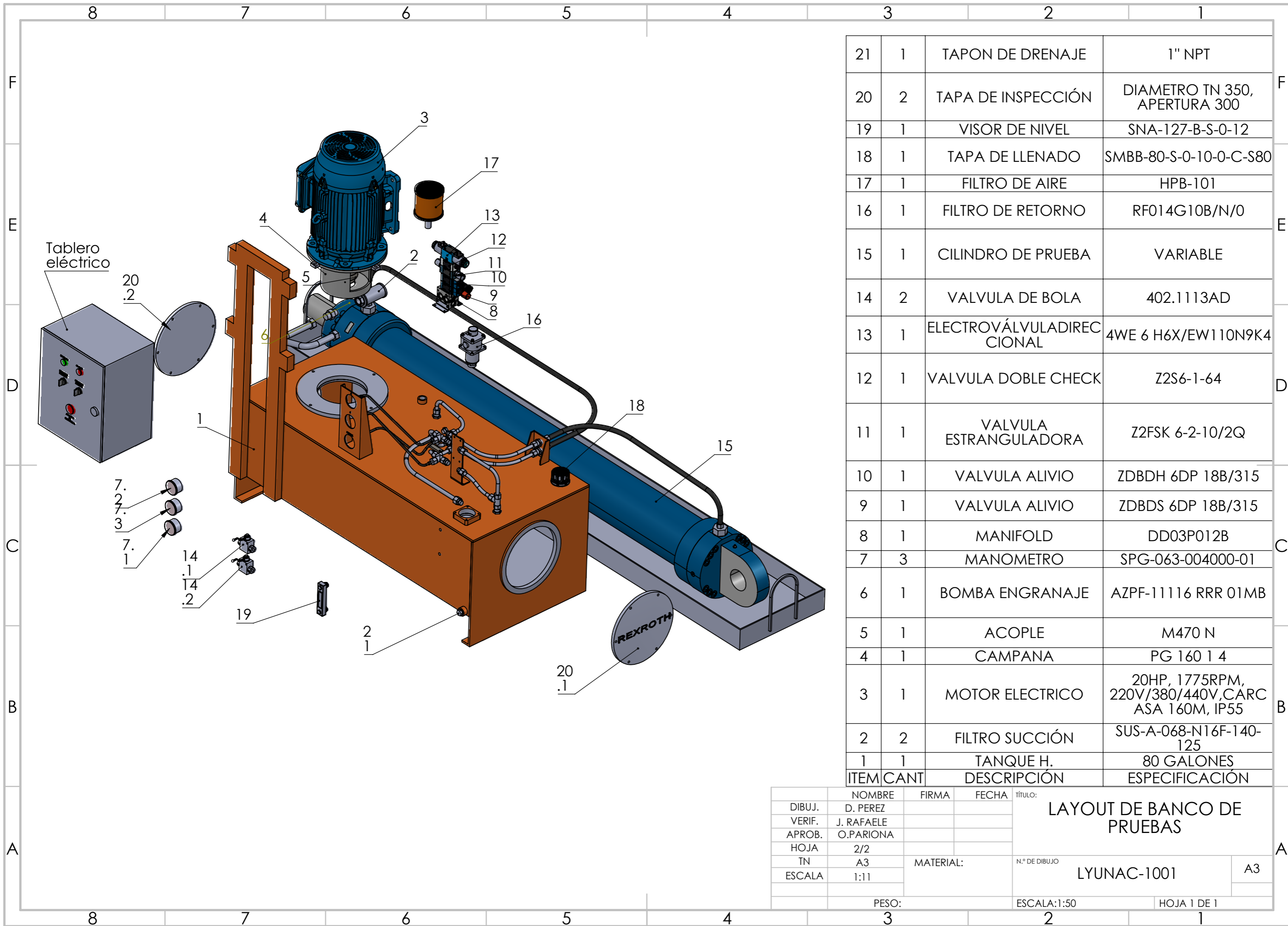
Bellhousings made of cast iron																								
IEC motor size	kW with n = 1500 rpm	Bellhousing size	Gasket DP size	Foot flange PTFE/PTFS	Dimensions [mm]															Min.	Venting hole		Drain port	
					A ₁	B	B ₁	B ₃	h	K	M	L ₁	L ₃	L ₅	B ₅	B ₄	B ₉	L ₇	B ₂₀		L ₂₁			
132S/132M	5.5 7.5	PG 300/5/...	300	300	300	265	230	234	5	14	M12	144	20	15	215	30	50	63	7.5	45				
160M/160L 180M/180L	11 - 22	PG 350/4/... PG 350/6/...	350	350	350	300	250	260	7	17	M16	188 204	26	15	242 235	76	50	82 87	7.5	51				
200L	30	PG 400/2/...	400	400	400	350	300	300	7	17	M16	256	26	20	280	97	50	118	7.5	51				
		204										260			92									
		228										280			104									

If venting holes resp. drain ports are required, please specify in your order.

Ordering example:	PG	250	1	4
	Bellhousing type made of cast iron	Flange diameter of IEC motor	Serial model code	In-house modification code



DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
DIBUJ.	D. PEREZ			LAYOUT DE BANCO DE PRUEBAS	
VERIF.	J. RAFAELE				
APROB.	O. PARIONA				
HOJA	1/2			N.º DE DIBUJO	
TN	A3	MATERIAL:		LYUNAC-1001	A3
ESCALA	1:8				
		PESO:		ESCALA:1:50	HOJA 1 DE 1



21	1	TAPON DE DRENAJE	1" NPT
20	2	TAPA DE INSPECCIÓN	DIAMETRO TN 350, APERTURA 300
19	1	VISOR DE NIVEL	SNA-127-B-S-0-12
18	1	TAPA DE LLENADO	SMBB-80-S-0-10-0-C-S80
17	1	FILTRO DE AIRE	HPB-101
16	1	FILTRO DE RETORNO	RF014G10B/N/0
15	1	CILINDRO DE PRUEBA	VARIABLE
14	2	VALVULA DE BOLA	402.1113AD
13	1	ELECTROVÁLVULADIRECCIONAL	4WE 6 H6X/EW110N9K4
12	1	VALVULA DOBLE CHECK	Z2S6-1-64
11	1	VALVULA ESTRANGULADORA	Z2FSK 6-2-10/2Q
10	1	VALVULA ALIVIO	ZDBDH 6DP 18B/315
9	1	VALVULA ALIVIO	ZDBDS 6DP 18B/315
8	1	MANIFOLD	DD03P012B
7	3	MANOMETRO	SPG-063-004000-01
6	1	BOMBA ENGRANAJE	AZPF-11116 RRR 01MB
5	1	ACOPLE	M470 N
4	1	CAMPANA	PG 160 1 4
3	1	MOTOR ELECTRICO	20HP, 1775RPM, 220V/380/440V, CARC ASA 160M, IP55
2	2	FILTRO SUCCIÓN	SUS-A-068-N16F-140-125
1	1	TANQUE H.	80 GALONES
ITEM	CANT	DESCRIPCIÓN	ESPECIFICACIÓN

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
DIBUJ.	D. PEREZ			LAYOUT DE BANCO DE PRUEBAS	
VERIF.	J. RAFAELE				
APROB.	O. PARIONA				
HOJA	2/2				
TN	A3	MATERIAL:		N.º DE DIBUJO	A3
ESCALA	1:11			LYUNAC-1001	
	PESO:			ESCALA: 1:50	HOJA 1 DE 1