

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



“DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES DE ELEVACIÓN
DE 22.2 KW EN UNA EMPRESA DE GRÚAS TORRE, LIMA 2024”

TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO

AUTOR: ESPINOZA TABRAJ BRAHAMS LUCIO

ASESOR: DR. ABEL TAPIA DÍAZ

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN: INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Callao, 2024

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 para motores de elevación de 24kw en una empresa grúas torre, Lima 2024.

AUTOR 1: Espinoza Tabraj Brahams Lucio

DNI: 72565121

ORCID: 0009-0006-0945-0608

ASESOR: Dr. Abel Tapia Díaz

DNI: 43129152

ORCID: 0000- 0003- 3367- 3490

LUGAR DE EJECUCIÓN: Lima - Perú

UNIDAD DE ANÁLISIS: Banco de Prueba de Motores eléctricos 22.2
KW

TIPO: Aplicada

ENFOQUE: Cuantitativo

DISEÑO DE INVESTIGACIÓN: No experimental

TEMA OCDE: Ingeniería Mecánica

HOJA DE REFERENCIA DEL JURADO Y APROBACIÓN

MIEMBROS DEL JURADO

PRESIDENTE DE JURADO DE TESIS: Dr. Juan Manuel, Palomino Correa

SECRETARIO: Mg. Adolfo Orlando, Blas Zarzosa

MIEMBRO: Mg. Jose Luis, Yupanqui Perez

ASESOR: Dr. Abel, Tapia Díaz

N° DE LIBRO: 001

N° DE FOLIO: 208

N° DE ACTA: 182

FECHA DE APROBACIÓN DE TESIS: 16 de agosto del año 2024

RESOLUCIÓN DEL CONSEJO DE FACULTAD: 150-2023-CU

**ACTA N°182 DE SUSTENTACIÓN DE TESIS PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO
PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO**

**LIBRO 001, FOLIO N°208, ACTA N°182 DE SUSTENTACIÓN DE TESIS CON CICLO TALLER DE
TESIS PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO.**

A los 16 días del mes de agosto del año 2024, siendo las 18:45 horas, se reunieron en el Auditorio "Ausberto Rojas Saldaña" sito Av. Juan Pablo II N° 306 Bellavista – Callao, los miembros del **Jurado Evaluador de Sustentación del I Ciclo Taller de Tesis 2024**, designado con Resolución de Consejo de Facultad N° 110-2024-CF-FIME – Callao, 23 de abril de 2024, para la obtención de los **TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO**, conformado por los siguientes docentes ordinarios de la Universidad Nacional del Callao:

- | | | |
|-----------------------------------|---|------------|
| ▪ Dr. JUAN MANUEL PALOMINO CORREA | : | Presidente |
| ▪ Mg. ADOLFO ORLANDO BLAS ZARZOSA | : | Secretario |
| ▪ Mg. JOSÉ LUIS YUPANQUI PÉREZ | : | Vocal |

Se dio inicio al acto de sustentación de la tesis del Bachiller **BRAHAMS LUCIO ESPINOZA TABRAJ**, quien habiendo cumplido con los requisitos para optar el Título Profesional de **INGENIERO MECÁNICO**, sustenta la tesis "**DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES DE ELEVACIÓN DE 22.2 KW EN UNA EMPRESA DE GRÚAS TORRE, LIMA 2024**", cumpliendo con la sustentación en acto público de acuerdo al artículo 56° de la Resolución de Consejo Universitario N° 150 -2023-CU.- CALLAO, 15 de junio del 2023.

Con el quórum reglamentario, se dio inicio a la exposición 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 efectuada la deliberación pertinente, acordó por unanimidad: Dar por **APROBADO** en la escala de calificación cualitativa **BUENO** y con calificación cuantitativa de **15 (QUINCE)**, conforme a lo dispuesto en el Artículo 24° del Reglamento de Grados y Títulos de la UNAC, aprobado por Resolución de Consejo Universitario N° 150-2023-CU- CALLAO, 15 de junio de 2023.

Se dio por cerrada la Sesión a las 19:15 horas del día 16 de agosto de 2024.



Dr. Juan Manuel Palomino Correa
Presidente



Mg. Adolfo Orlando Blas Zarzosa
Secretario



Mg. José Luis Yupanqui Pérez
Vocal

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y DE ENERGÍA
Jurado Evaluador en las Sustentaciones de Tesis

I N F O R M E

Visto la **Tesis** titulado “**DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES DE ELEVACIÓN DE 22.2 KW EN UNA EMPRESA DE GRÚAS TORRE, LIMA 2024**”, presentado por el(la) **Bachiller de Ingeniería Mecánica ESPINOZA TABRAJ, Brahams Lucio**.

A QUIEN CORRESPONDA:

El **Presidente del Jurado Evaluador en la Sustentación de Tesis**, manifiesta que la Tesis se realizó el viernes 16 de agosto del 2024 a las 18:45 horas. en el Auditorio “Ausberto Rojas Saldaña”, no habiendo observaciones ni correcciones que incluir, el mismo que en su oportunidad fue cuidadosamente evaluado por cada uno de los miembros del Jurado Evaluador, no presentando ninguna observación en su estructura metodológica y contenido temático.

Se emite el presente informe favorable para los fines pertinentes.

Bellavista, 30 de setiembre del 2024



Dr. JUAN MANUEL PALOMINO CORREA
Presidente de Jurado



INFORME FINAL DE TESIS - Espinoza Tabraj

6%
Textos
sospechosos



6% Similitudes
< 1% similitudes entre
comillas
1% entre las fuentes
mencionadas
0% Idiomas no reconocidos

Nombre del documento: INFORME FINAL DE TESIS - Espinoza Tabraj.pdf
ID del documento: f002b227de3c94cb9840f3d2d71ea8b009dd8af1
Tamaño del documento original: 12,25 MB

Depositante: FIME PREGRADO UNIDAD DE INVESTIGACION
Fecha de depósito: 13/8/2024
Tipo de carga: interface
fecha de fin de análisis: 13/8/2024

Número de palabras: 19.184
Número de caracteres: 132.860

Ubicación de las similitudes en el documento:



Fuentes principales detectadas

N°	Descripciones	Similitudes	Ubicaciones	Datos adicionales
1	www.lifeder.com Motor jaula de ardilla: funcionamiento, aplicaciones, ventajas 1 fuente similar	1%		Palabras idénticas: 1% (211 palabras)
2	repositorio.utc.edu.ec http://repositorio.utc.edu.ec/bitstream/27000/8032/1/PI-001784.pdf	< 1%		Palabras idénticas: < 1% (154 palabras)
3	repositorio.utc.edu.ec http://repositorio.utc.edu.ec/bitstream/27000/8032/3/PI-001784.pdf.txt	< 1%		Palabras idénticas: < 1% (147 palabras)
4	1library.co PRUEBA DE VACIO - PRUEBAS NECESARIAS A LOS MOTORES	< 1%		Palabras idénticas: < 1% (97 palabras)
5	vogar.com.mx Electricidad cuál es la fase y el neutro VOGAR® 2 fuentes similares	< 1%		Palabras idénticas: < 1% (92 palabras)

Fuentes con similitudes fortuitas

N°	Descripciones	Similitudes	Ubicaciones	Datos adicionales
1	repositorio.ucv.edu.pe Diseño de un banco de pruebas hidráulico para determi...	< 1%		Palabras idénticas: < 1% (39 palabras)
2	repositorio.ucv.edu.pe Diseño de banco de pruebas para determinar parámetro...	< 1%		Palabras idénticas: < 1% (40 palabras)
3	repositorio.ucv.edu.pe	< 1%		Palabras idénticas: < 1% (32 palabras)
4	unac.edu.pe	< 1%		Palabras idénticas: < 1% (30 palabras)
5	Archivo 1 1A, Leon Mendoza, Juan Celestino-Informe Final-2024.docx A... #6997cd El documento proviene de mi grupo	< 1%		Palabras idénticas: < 1% (20 palabras)

Fuentes mencionadas (sin similitudes detectadas) Estas fuentes han sido citadas en el documento sin encontrar similitudes.

1	https://www.etacperu.com.pe/pdfs/POTAIN-MC185A.pdf
2	https://www.mordorintelligence.com/es/industry-reports/tower-cranes
3	https://www.electricaplicada.com/arranque-frenado-proteccion-fallas
4	https://www.ipe.org.pe/portal/construccion-habria-crecido-66-en-el-primer
5	https://www.electricaplicada.com/arranque-frenado-proteccion-fallas-proteccion-motores/

DEDICATORIA

Este trabajo está dedicado a toda la sociedad, en agradecimiento por nuestra educación que se hace posible con la contribución de cada peruano.

AGRADECIMIENTO

A mi familia, por su constante e incondicional apoyo, quienes han sido mi mayor soporte en cada etapa de vida. A mis amigos que gracias a su amistad y compañía me permitió crecer personalmente, también a mis maestros quienes guiaron mi camino académico y profesional, gracias a su dedicación por la enseñanza y el crecimiento personal que tanto necesita nuestro país para ser una mejor nación.

ÍNDICE DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLA.....	5
ÍNDICE DE FIGURA	7
ÍNDICE DE ABREVIATURA.....	9
RESUMEN	10
ABSTRACT	11
INTRODUCCIÓN	12
I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	14
1.1. Descripción de la realidad problemática	14
1.2. Formulación del problema.....	16
1.2.1. Problema general	16
1.2.2. Problemas específicos	16
1.3. Objetivos	16
1.3.1. Objetivo general	16
1.3.2. Objetivos específicos:.....	16
1.4. Justificación	17
1.4.1. Justificación práctica	17
1.4.2. Justificación tecnológica.....	17
1.4.3. Justificación Metodológica.....	18
1.5. Delimitantes de la investigación.....	18
1.5.1. Delimitante Teórica.....	18
1.5.2. Delimitante Temporal	18
1.5.3. Delimitante Espacial	19
II. MARCO TEÓRICO	19

2.1.	Antecedentes: Internacional y Nacional	19
2.1.1.	Antecedentes internacionales	19
2.1.2.	Antecedentes nacionales	21
2.2.	Bases teóricas	24
2.2.1.	Máquinas eléctricas.....	24
2.2.2.	Tipos de potencia eléctrica	25
2.2.3.	Mecánica de fluidos.....	27
2.2.4.	Principio de Pascal	28
2.2.5.	Viscosidad en los fluidos	30
2.2.6.	Flujo de fluido y ecuación de continuidad.....	31
2.2.7.	Principio de continuidad	32
2.2.8.	Conservación de la energía y ley de Bernoulli	33
2.2.9.	Ecuación general de la energía	35
2.2.10.	Evaluación económica para proyectos de inversión	36
2.3.	Marco conceptual.....	37
2.3.1.	Prueba de carga	37
2.3.2.	Diseño del sistema dinamométrico hidráulico	37
2.3.3.	Motor de jaula de ardilla	38
2.4.	Definición de términos básicos	41
III.	HIPÓTESIS Y VARIABLES	44
3.1.	Hipótesis	44
	Hipótesis general.....	44
	Hipótesis específicas	44
IV.	METODOLOGÍA DEL PROYECTO.....	47

4.1.	Diseño metodológico.....	47
4.1.1.	Tipo de investigación.....	47
4.1.2.	Enfoque de investigación	47
4.1.3.	Nivel de investigación.....	48
4.1.4.	Diseño de investigación.....	48
4.2.	Método de investigación	48
4.3.	Población y muestra.....	49
4.4.	Lugar de estudio	50
4.5.	Técnicas e instrumentos para la recolección de la información	51
4.6.	Análisis y procesamiento de datos.....	52
4.6.1.	Parámetros de operación	52
4.6.2.	Diseño de transmisión de potencia.....	63
4.6.3.	Diseño del sistema de carga hidráulica	78
4.7.	Aspectos éticos de la investigación	108
V.	RESULTADOS.....	110
5.1.	Resultado descriptivo de hipótesis general.....	110
5.2.	Resultados descriptivos de hipótesis específica 1	110
5.3.	Resultados descriptivos de hipótesis específica 2	111
5.4.	Resultados descriptivos de hipótesis específica 3	112
VI.	DISCUSIÓN DE RESULTADOS	120
6.1.	Contrastación y demostración de la hipótesis con los resultados	120
6.2.	Contrastación de los resultados con otros estudios similares.....	121
6.3.	Responsabilidad ética de acuerdo con los reglamentos vigentes.....	124
VII.	CONCLUSIONES.....	125

VIII.	RECOMENDACIONES	127
IX.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	128
X.	ANEXOS	132

ÍNDICE DE TABLA

Tabla 3:1 Definición conceptual de variable.....	45
Tabla 3:2 Matriz de Operacionalización de variables.....	46
Tabla 4:1 Parámetros de carga en simple reenvió.....	55
Tabla 4:2 Parámetros de carga en doble reenvió.....	55
Tabla 4:3 Tensión cable de elevación.....	60
Tabla 4:4 Fuerza de elevación para izaje de carga.....	60
Tabla 4:5 Velocidad de recorrido en doble reenvió.....	60
Tabla 4:6 Tabla de datos del winche de elevación.....	60
Tabla 4:7 Velocidad de revolución del winche.....	61
Tabla 4:8 Velocidad de revolución del motor de elevación.....	61
Tabla 4:9 Torque en el winche para el izaje de la carga.....	61
Tabla 4:10 Torque en el motor para el izaje de la carga.....	62
Tabla 4:11 Potencia en el motor para el izaje de la carga.....	62
Tabla 4:12 Parámetros nominales del motor de elevación.....	63
Tabla 4:13 Velocidad salida de transmisión.....	77
Tabla 4:14 Potencia hidráulica absorbida.....	78
Tabla 4:15 Caudal operación de bomba.....	79
Tabla 4:16 Cilindrada de bomba.....	79
Tabla 4:17 Presión aproximada de operación.....	80
Tabla 4:18 Presión de operación del sistema.....	80
Tabla 4:19 Potencia hidráulica del sistema.....	80
Tabla 4:20 Potencia de carga entregada.....	81
Tabla 4:21 Parámetros de selección de bomba.....	82

Tabla 4:22 Velocidad en líneas tuberías.....	84
Tabla 4:23 Diámetro de líneas tuberías.....	85
Tabla 4:24 Parámetros para selección de filtro de retorno.....	92
Tabla 4:25 Parámetros para selección de válvula de presión.....	97
Tabla 4:26 Parámetros para selección de válvula de alivio.....	100
Tabla 4:27 Parámetros para selección de manómetro.....	102
Tabla 4:28 Costos de materiales del banco.....	105
Tabla 4:29 Flujo de caja del proyecto de inversión.....	106
Tabla 5:1 Lista resumen de componentes banco de pruebas.....	111
Tabla 5:2 Parámetros hidráulicos de diseño.....	120

ÍNDICE DE FIGURA

Figura 2:1 Máquinas eléctricas según su movimiento	24
Figura 2:2 Tipos de máquinas eléctricas	25
Figura 2:3 Potencia real.....	25
Figura 2:4 Triángulo de potencias.....	26
Figura 2:5 Principio de Pascal.....	29
Figura 2:6 Principio de continuidad.....	32
Figura 2:7 Ecuación de Bernoulli.....	34
Figura 2:8 Diseño conceptual del banco de pruebas	38
Figura 4:1 Método de investigación.....	49
Figura 4:2 Lugar de estudio – Taller de motores eléctricos.....	50
Figura 4:3 Lugar de estudio – Patio de grúas torre	51
Figura 4:4 Ficha técnica grúa torre MCI85A.....	53
Figura 4:5 Esquema operación grúa torre.....	54
Figura 4:6 Elementos de izaje.....	57
Figura 4:7 DCL mecanismo de elevación.....	58
Figura 4:8 Relación de velocidades de recorrido de cable.....	60
Figura 4:9 Selección de correa – factor servicio C2.....	65
Figura 4:10 Selección de correa – sección transversal.....	65
Figura 4:11 Selección de correa – relación de transmisión.....	66
Figura 4:12 Selección de correa – longitud nominal.....	67
Figura 4:13 Selección de correa – potencia nominal.....	69
Figura 4:14 Selección de correa – factores de corrección.....	70
Figura 4:15 Selección de correa – correa 3V/9J.....	71
Figura 4:16 Selección de correa – correa 3V530X4.....	72
Figura 4:17 Selección de correa – margen de instalación.....	72
Figura 4:18 Selección de correa – masa lineal de correa.....	73
Figura 4:19 Selección de correa – factor modulo correa.....	74
Figura 4:20 Selección de correa – polea de correa.....	76

Figura 4:21 Selección de correa – buje para polea.....	77
Figura 4:22 Esquema de circuito hidráulico del sistema.....	82
Figura 4:23 Ficha técnica bomba de engranajes internos.....	83
Figura 4:24 Acoples de bomba hidráulica.....	84
Figura 4:25 Ficha técnica manguera hidráulica.....	86
Figura 4:26 Ficha técnica deposito hidráulico.....	87
Figura 4:27 Fluido hidráulico recomendado según bomba.....	88
Figura 4:28 Diagrama viscosidad-temperatura fluido hidráulico.....	89
Figura 4:29 Ficha técnica Shell Tellus S2 MX 68.....	89
Figura 4:30 Ficha técnica filtro de succión.....	90
Figura 4:31 Ficha técnica tapa de llenado.....	91
Figura 4:32 Grado de filtración recomendado.....	92
Figura 4:33 Ficha técnica de carcasa filtro de retorno.....	93
Figura 4:34 Ficha técnica elemento filtrante de filtro de retorno.....	94
Figura 4:35 Curvas de operación de filtro de retorno.....	95
Figura 4:36 Ficha de tamaño de válvula de bola.....	96
Figura 4:37 Ficha técnica de válvula de bola.....	97
Figura 4:38 Ficha tamaño válvula de presión.....	98
Figura 4:39 Ficha técnica válvula de presión.....	99
Figura 4:40 Ficha tamaño válvula de alivio.....	101
Figura 4:41 Ficha técnica válvula de alivio.....	102
Figura 4:42 Ficha técnica manómetro analógico.....	103
Figura 5:1 Simulación banco de pruebas – primera marcha con operación libre..	108
Figura 5:2 Simulación banco de pruebas – primera marcha a plena carga.....	109
Figura 5:3 Simulación banco de pruebas – primera marcha a media carga.....	110
Figura 5:4 Simulación banco de pruebas – segunda marcha a plena carga.....	111
Figura 5:5 Simulación banco de pruebas – segunda marcha a media carga.....	112
Figura 5:6 Simulación banco de pruebas – tercera marcha a media carga.....	113
Figura 5:7 Simulación banco de pruebas – tercera marcha con operación libre...	114

ÍNDICE DE ABREVIATURA

S.A.S: Sociedad por acciones simplificada	20
S.R.L: Sociedades de responsabilidad limitada	21
VAN: Valor actual neto.	22
TIR: Tasa interna de retorno	22
IEEE: Institute of electrical and electronics engineers.....	36
FEM: Fuerza electromotriz	40
DCL: Diagrama de cuerpo libre	58
UNAC: Universidad Nacional del Callao.....	118

RESUMEN

El presente informe final de este trabajo de investigación se titula “Diseño de un banco de pruebas para motores de elevación de 22.2 kW en una empresa de grúas torre, Lima 2024”, el cual tuvo como objetivo principal el desarrollo del diseño de un banco de pruebas que permitiera realizar ensayos con carga para verificar la operatividad y detectar fallas en los equipos. Este banco de pruebas mejoraría la evaluación de los motores, optimizando los trabajos de mantenimiento y aumentando la confianza en la operatividad de los mismos. Con la expansión continua del sector inmobiliario, es esencial contar con grúas torre que tengan una operatividad continua y con el menor número de fallas para optimizar los tiempos de producción. Además, el uso de un banco de pruebas busca simplificar las pruebas con carga de un motor, en donde se usa una considerable cantidad de recursos para realizar una prueba con carga en una grúa montada en operación.

El diseño comienza con el cálculo de los parámetros operativos necesarios para el ensayo de carga del banco de pruebas. Luego, con estos datos se definen los parámetros de diseño para el dimensionamiento y levantamiento de esquemas del banco de pruebas. También, se seleccionan los equipos y materiales necesarios para la operación del banco, según los parámetros de diseño. Finalmente, se modeló el circuito del banco de pruebas a través del software de simulación Automation Studio, validando los cálculos realizados y obteniendo una potencia máxima simulada 19.95 kW, lo cual es adecuado para los ensayos de carga de motores de elevación de grúa torre.

Palabras clave: Grúa torre, Motor de elevación, Banco de pruebas, ensayo de carga.

ABSTRACT

The present final report of this research work is titled “Design of a Test Bench for 22.2 kW Hoist Motors in a Tower Crane Company, Lima 2024”, whose main objective was to develop the design of a test bench that would allow load tests to verify the operability and detect failures in the equipment. This test bench would improve the evaluation of the motors, optimizing maintenance work and increasing confidence in their operability. With the continuous expansion of the real estate sector, it is essential to have tower cranes with continuous operability and minimal failures to optimize production times. Additionally, the use of a test bench aims to simplify load tests of a motor, where a considerable amount of resources is used to perform a load test on an operating mounted crane. The design begins with the calculation of the operational parameters required for the load test of the test bench. Then, with this data, the design parameters for the sizing and drafting of the test bench are defined. Also, the necessary equipment and materials for the operation of the bench are selected according to the design parameters. Finally, the test bench circuit was modeled using the simulation software Automation Studio, validating the calculations made and obtaining a simulated maximum power of 19.95 kW, which is suitable for load tests of tower crane hoist motors.

Keywords: Tower crane, Hoist motor, Test bench, Load test.

INTRODUCCIÓN

Hoy en día en el rubro de la construcción inmobiliaria, sector minero y cualquier otra actividad que requiera del izaje de cargas pesadas, las grúas torre toman un papel importante en la optimización de tiempos y aumento de la eficiencia en grandes proyectos (Tello, 2020).

Las grúas torre son equipos de izaje que utilizan motores eléctricos para generar la fuerza necesaria para elevar y movilizar componentes de considerable peso a diferentes direcciones según se requiera en la operación. Es así que estos motores están sometidos a un gran esfuerzo continuo en muchas ocasiones, según la exigencia de la obra, por consecuencia, la importancia de un correcto trabajo de mantenimiento y de verificación de sus parámetros de estos equipos que se encargan de dar todo el movimiento a la grúa torre (Montserrat, 2017).

Actualmente las empresas dedicadas al arriendo, compra y venta de grúas torre, cuentan con una numerosa flota de equipos de una amplia gama de capacidades, los cuales son arrendados principalmente para proyectos de construcción en la capital y otras provincias del país. Entre los equipos más solicitados en el Perú y en todo el mundo se encuentran las grúas con una capacidad de elevación de 5 y 10 toneladas (Mordor Intelligence, 2024).

Hay varios fabricantes de grúa torre a nivel mundial, como Potain, Liebherr, Zoomlion, Terex y Sany, entre otros. En este estudio se tomará como referencia una grúa MCI85A de Potain, con una capacidad de 5 toneladas.

El objetivo de este trabajo es diseñar un banco de pruebas de carga para motores de 22.2 KW, que permita verificar de manera óptima los parámetros de los motores eléctricos en operación con una carga simulada. Esto es de crucial importancia porque, sin este banco de pruebas, la verificación de los motores implica un alto uso de recursos, como mano de obra, equipos y herramientas.

El presente trabajo de investigación se desarrolla de manera estructurada, el primer capítulo describe la realidad problemática donde se describe la necesidad de diseñar un banco de pruebas de carga para motores eléctricos, se plantan los

problemas y objetivos a trabajar que guiaran el desarrollo de la investigación. En el segundo capítulo se abarca todas las teorías fundamentales para el sustento y desarrollo de la memoria de cálculo del diseño, así como también se presentan antecedentes de investigadores citados cuyos trabajos contribuyen significativamente el desarrollo del diseño. En el tercer capítulo se definen las hipótesis que se plantean para su comprobación en el desarrollo de la investigación, empleando técnicas metodológicas y obedeciendo a los objetivos establecidos; así mismo se abordan las variables de investigación y se plasman a través de una matriz. El cuarto capítulo aborda la metodología y técnicas a emplear para poder cumplir con el desarrollo del proyecto, se definen los límites y el alcance que tendrá la investigación, así como las herramientas de análisis de datos y validación de los resultados. El desarrollo del quinto capítulo comprende los resultados que se obtuvieron siguiendo los criterios definidos, aprovechando toda la información que se recopiló sobre el tema y aplicándolo para consolidar el cumplimiento del objetivo de la investigación. En el sexto capítulo se realiza la contrastación y análisis de los resultados obtenidos, en relación con los objetivos planteados y estudios similares del caso. Posteriormente en el séptimo capítulo se muestran las conclusiones obtenidas en la investigación, y así mismo en el octavo capítulo aborda las recomendaciones producto del desarrollo del trabajo. Finalmente, en el noveno y décimo capítulo se incluyen las referencias bibliográficas y anexos.

I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1. Descripción de la realidad problemática

En el sector industrial las máquinas eléctricas como lo son motores eléctricos cumplen un papel fundamental debido a su capacidad para transformar la energía eléctrica en energía mecánica, así de esta manera desempeñar una amplia variedad de aplicaciones. Es así que surge la importante necesidad de contar con un sistema eficiente para estudiar y verificar la eficiencia energética que puedan tener estos equipos, (Agredo, 2018).

La empresa RENAME S.A. dedicada al rubro del mantenimiento de motores eléctricos, enfrenta la necesidad verificar la correcta operatividad de los motores que han sido reparados, puesto que la falta de pruebas genera incertidumbre sobre el adecuado funcionamiento del equipo una vez concluidos los trabajos de mantenimiento, esta situación afecta la credibilidad y calidad del trabajo de la empresa. Es así como surge la necesidad de implementar un sistema que asegure la credibilidad de los servicios que ofrece a sus clientes, generando una mayor confianza en estos últimos (Cubillo, 2013).

La importancia del análisis de motores eléctricos mediante pruebas de régimen dinámico juega un papel de gran relevancia durante el diagnóstico de fallas del equipo, debido a que mediante estas pruebas es posible analizar el comportamiento de los parámetros del motor eléctrico sujeto a diferentes regímenes de operación, realizando un trabajo de inspección de mayor precisión, mejorando la detección temprana de fallas eléctricas que se generan durante la operación del equipo. En consecuencia, se puede tomar mejores medidas de mantenimiento correctivo, conseguir un mejor rendimiento del equipo y la prolongación de su vida útil (Limaymanta, 2022).

En una empresa de grúa torre, los trabajos de mantenimiento de los equipos de grúa torre cumplen un papel de gran relevancia debido a su participación en proyectos de diferentes magnitudes, en donde su continua operación es crucial para el avance del proyecto y cualquier interrupción no planificada del equipo puede ocasionar retrasos significativos y sobrecostos por falta de producción.

Los motores eléctricos son componentes de alta criticidad en la grúa torre, debido a que toda la movilidad de la grúa depende del correcto funcionamiento de motores eléctricos en los diferentes sistemas. Una falla en algunos de estos motores eléctricos tiene como consecuencia la paralización completa de todo el equipo y quedar a la espera de la intervención de los técnicos responsables de la grúa.

Este tipo de paralizaciones imprevistas por fallas pueden generar desde accidentes de alto riesgo hasta la generación de elevados sobrecostos por improductivos, afectando la confiabilidad del equipo. Por lo tanto, se genera la necesidad de implementar un sistema de verificación de operatividad de motores sometido a regímenes carga, simulando su operación en la grúa torre, debido que en taller solo se puede realizar pruebas en vacío, lo que mejoraría la calidad de la verificación de estos motores eléctricos.

1.2. Formulación del problema

1.2.1. Problema general

¿Cómo diseñar un banco de pruebas para motores de elevación de 22.2 KW, para verificar su operatividad, simulando una carga de trabajo, en una empresa de grúas torre?

1.2.2. Problemas específicos

- ¿Cómo determinar los parámetros de diseño para el banco de pruebas de los motores de elevación de 22.2 KW en una empresa de grúas torre?
- ¿Cómo seleccionar los equipos y materiales del banco de prueba para motores de elevación de 22.2 KW en una empresa de grúas torre?
- ¿Cómo simular el diseño de banco de pruebas para motores de elevación de 22.2 KW en una empresa de grúas torre?

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo general

Diseñar un banco de pruebas para motores de elevación de 22.2 KW, para verificar su operatividad, simulando una carga de trabajo, en una empresa de grúas torre empresa de grúas torre.

1.3.2. Objetivos específicos:

- Determinar los parámetros de ingeniería de diseño para el banco de pruebas de los motores de elevación de 22.2 KW en una empresa de grúas torre.

- Seleccionar los equipos y materiales del banco de prueba para motores de elevación de 22.2 KW en una empresa de grúas torre.
- Simular el diseño de banco de prueba para motores de elevación de 22.2 KW en una empresa grúas torre.

1.4. Justificación

1.4.1. Justificación práctica

Según Bernal (2010), la justificación práctica es aquella que a través del desarrollo de la investigación permite ayudar a resolver un problema de la realidad o que al proponer estrategias contribuye a su resolución.

Con el estudio de la presente investigación se busca proponer una solución a la necesidad de con un equipo confiable para la verificación optima de motores de elevación de 22.2 KW para grúa torre. Buscando la optimización de costos y recursos.

1.4.2. Justificación tecnológica

Según Borja (2012), la justificación tecnológica implica la resolución práctica de problemas mediante la intervención o transformación de la realidad, lo cual se manifiesta a través del diseño de nuevos productos, procedimientos o metodologías.

La finalidad del diseño del banco de prueba es proponer a través del uso de herramientas tecnológicas, como dispositivos hidráulicos, elementos de transmisión de potencia y sensores electrónicos para recolección de parámetros, mejorar la eficiencia y la calidad de servicios que brinda la empresa, así como brindar mayor confianza a sus clientes.

1.4.3. Justificación Metodológica

Según Bernal (2010), la justificación metodológica es aquella que se propone un nuevo método o estrategia para generar conocimiento válido y confiable.

El diseño del banco de pruebas busca proponer una mejora en la forma en que se verifica el funcionamiento de los motores. Esto se logra someténdolos a un ensayo con diferentes cargas de operación, de esta manera se obtiene una mayor gama de parámetros, los son fundamentales para la verificación de su estado con mayor precisión.

1.5. Delimitantes de la investigación

1.5.1. Delimitante Teórica

La presente investigación comprende las siguientes delimitantes teóricas que son necesarios para el desarrollo del proyecto de investigación: Diseño mecánico (Diseño de elementos de máquina), Diseño Hidráulico (Mecánica de fluidos, Simulación (Automation Studio). Así mismo, se sigue los lineamientos de la normativa IEC 60034-1 para la construcción, rendimiento y clasificación de motores eléctricos.

1.5.2. Delimitante Temporal

La investigación sobre el diseño del banco de prueba para motores eléctricos de grúa torre, se lleva a cabo durante el periodo 2023 – 2024. Se selecciona este marco temporal debido a que el mercado de construcción del sector inmobiliario muestra un aumento del 6.6%, lo que convierte a este sector en el mayor consumidor de grúas torre y equipos de izaje. Este aumento refleja una recuperación tras una caída en 2023

provocada por problemas sociales y políticos, de acuerdo con el Instituto Peruano de Economía (2024).

1.5.3. Delimitante Espacial

La problemática está dirigida para las empresas de grúas torre en la capital Lima, Perú 2024.

II. MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes: Internacional y Nacional

2.1.1. Antecedentes internacionales

Según Andrade y De la Cruz (2020) en su tesis **“Diseño de un banco de pruebas que permita el diagnóstico de fallas en motores de arranque antes de su ensamblaje en el automóvil, para la electromecánica herrera ubicada en el sector de Lasso, provincia de Cotopaxi, el período académico Mayo 2020 - Septiembre 2020”** como proyecto de Titulación presentado previo a la obtención del Título de Ingeniero Electromecánico cita que el sistema de encendido inicial consta de un motor de arranque el cual es el segundo caso de avería más común debido a que en el mantenimiento se utilizan técnicas de comprobación artesanales, lo cual conlleva a un proceso poco fiable y a un tiempo de mantenimiento excesivo, así surge la necesidad de diseñar un banco de pruebas que permita el diagnóstico de fallas en motores de arranque antes de su ensamblaje en el automóvil, con la finalidad de reducir el tiempo de mantenimiento, generar un proceso más fiable y lograr mediante la verificación de los valores nominales del motor de arranque diagnosticar fallas antes de su reensamblaje lo cual conlleva a una disminución en el tiempo de mantenimiento y a su vez genera un trabajo de

calidad para la Electromecánica Herrera ubicada en el sector de Lasso, provincia de Cotopaxi.

Así mismo, Alcocer, Rodríguez, Valenzuela, Ramírez, Martínez y Juárez (2022) en su artículo **“Caracterización de parámetros de un motor eléctrico de corriente directa mediante pruebas experimentales”** en el 2022 menciona que se realizaron pruebas experimentales de laboratorio para caracterizar un motor eléctrico de corriente directa realizando pruebas de resistencia óhmica, operación en vacío y operación con carga. Se logró realizar mediciones de variables como RPM, corriente y voltaje de los devanados de campo y armadura. Estas mediciones se llevaron a cabo en un tiempo en el que se alcanzó el estado estable, utilizando equipo de laboratorio convencional e instrumentación simple. Se destaca que estas pruebas permiten una implementación sencilla y de bajo costo, con resultados muy cercanos a los valores reales. Además, se menciona que la propuesta se aplicó a un motor de corriente directa específico para validar la metodología propuesta.

Por otro lado, Barón y Coy (2020) en su tesis **“Diseño, calculo, selección de componentes, elaboración de planos de fabricación y manual de banco de pruebas para bombas y motores oleohidráulicos para la empresa HYDRAULICTECH S.A.S., con capacidad de 55 kW y adquisición de señales de las variables de presión, caudal, torque y velocidad rotacional”** presentado para optar por el Título de Ingeniero Electromecánico en el año 2020, los autores se enfocan en el diseño de un banco de pruebas para motores

y bombas hidráulicas. Justificando la relevancia de su trabajo resaltando la necesidad de verificar los parámetros de desempeño de los equipos, asegurar que se realicen correctamente los trabajos de mantenimiento y mejorar la confiabilidad de los equipos en operación. Por esta razón la empresa HYDRAULICTECH S.A.S. opta por desarrollar la propuesta de la construcción de un banco de pruebas, para mejorar la calidad en sus trabajos de mantenimiento de los equipos hidráulicos de sus clientes.

Para realizar el diseño, establecen sus parámetros de operación como una presión máxima de trabajo de 350 bar, un caudal de hasta 152 L/min y un torque entregado de hasta 450 N.m. Además de proponer una configuración llamada “transmisión hidráulica” en donde trasvés del fluido sometido a presión se realizan las simulaciones de las cargas.

Enfatizando la simulación del motor hidráulico, los autores determinan la carga en el eje del motor de prueba, a través de su conexión a una válvula de alivio y ajustando la presión máxima para controlar la carga en el eje. Finalmente, validan los datos de su diseño a través del software Automation Studio.

2.1.2. Antecedentes nacionales

Tenemos a Lucero (2022) en su tesis “**Diseño de un banco de pruebas para verificar los parámetros de operatividad de bombas oleo hidráulicas en la empresa Mega Hidráulica S.R.L.-Cajamarca**” como tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico Electricista expone en su trabajo de investigación, la problemática que presenta la empresa Mega Hidráulica S.R.L., empresa dedicada al mantenimiento y reparación de componentes hidráulicos, frente a la necesidad

implementar un banco de pruebas hidráulico, debido a que tenido problemas de reclamos de clientes, pérdidas de horas de trabajo, sobrecostos y aumento en sus desperdicios contaminantes, producto de la falta de un método de diagnóstico de calidad para la verificación de la reparación de los equipos hidráulicos trabajados. Lucero realiza los cálculos necesarios para el diseño del equipo, aplicando las ecuaciones fundamentales de la hidráulica y utilizando información base técnica de los equipos, según los servicios que ha realizado la empresa en los últimos periodos, para definir los parámetros de diseño del banco de pruebas. Según los resultados de la investigación el banco cuenta con unos parámetros de operación de 150 L/min a 250 bar, con sus respectivos elementos de accionamiento, refrigeración, control y medición, logra demostrar la rentabilidad del proyecto obteniendo un VAN de 15 389.89 y un TIR de 19.3%.

Lo más resaltante de la investigación, es su detallado procedimiento de cálculo hidráulico, estudio de la cavitación del sistema y análisis térmico del circuito hidráulico.

Según Agapito (2020) en su tesis **“Diseño de banco de pruebas para determinar parámetros de funcionamiento en motores eléctricos trifásicos de hasta 20 HP - Empresa ANORSAC - Chiclayo”** para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico Electricista en el año 2020 nos menciona la necesidad de obtener un banco de pruebas para determinar parámetros de funcionamiento mediante ensayos a través del acoplamiento del motor con un freno dinamométrico de corrientes parásitas y la realización de las mediciones con la instrumentación de calidad seleccionada. El objetivo del banco

de prueba es ayudar al personal técnico del área de mantenimiento después de haber realizado las actividades de reparación y/o mantenimiento de los motores eléctricos. La estructura es adaptable a motores eléctricos trifásicos de diferentes tipos de hasta 20 HP.

También tenemos a Caceres (2020) en su tesis **“Diseño de un banco 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.”** para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico Electricista en el año 2020 nos comenta que desea realizar el diseño de un banco de pruebas hidráulico para determinar los parámetros de funcionamiento de una bomba de caudal variable hasta 150 cc/rev de maquinarias Caterpillar, para una empresa dedicada al alquiler de maquinaria pesada en el sector minero, la empresa señala la necesidad de contar con un sistema especializado para verificar los parámetros de funcionamiento, garantizando la calidad del servicio y previniendo accidentes. Caceres plantea en su trabajo, usando los datos técnicos de las maquinarias, define los parámetros de diseño para el dimensionamiento y selección de materiales del banco de pruebas, obteniendo para una cilindrada de 150 cc/rev una potencia de trabajo de 190.12 kW a una presión de operación de 280 bar, con un costo total estimado de implementación de S/ 273 100.00, con una proyección VAN de 27 412.99 y un TIR del 13.36%, señalando la rentabilidad para la aplicación prevista.

Se destaca de la investigación el aporte tecnológico en la optimización de proceso de evaluación de equipos, brindando

confiabilidad y seguridad. Así mismo cabe resaltar la relación del costo con el dimensionamiento del equipo, el cual será considerado para la presente investigación.

2.2. Bases teóricas

2.2.1. Máquinas eléctricas

Una máquina eléctrica es un equipo que tiene la capacidad de generar energía mecánica en energía eléctrica o de manera inversa, la energía eléctrica en energía mecánica, así mismo también podemos encontrar en el caso de los transformadores que transforman la energía eléctrica, elevando o reduciendo su nivel de tensión.

Así de esta manera podemos encontrar tres tipos de máquinas eléctricas los motores, generadores y transformadores (Peña y Manrique, 2001).

Figura 2:1 Máquinas eléctricas según su movimiento

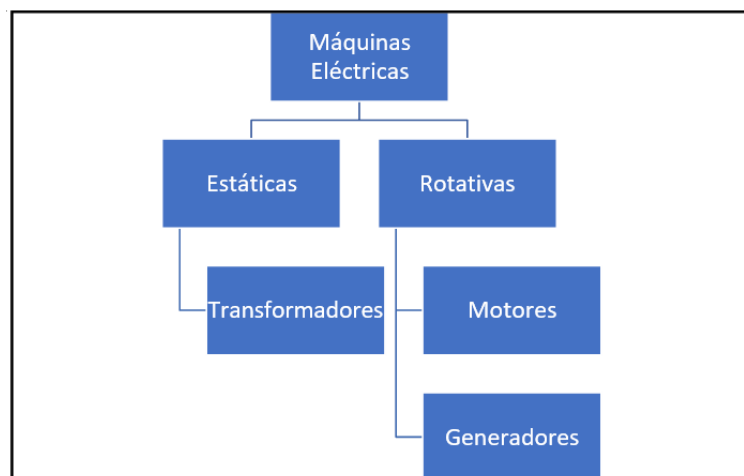
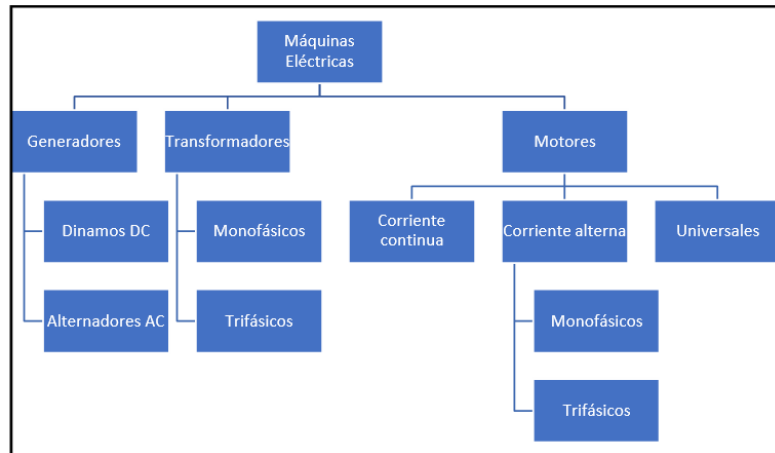


Figura 2:2 Tipos de máquinas eléctricas

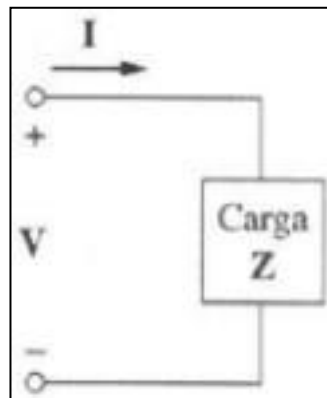


2.2.2. Tipos de potencia eléctrica

Potencia real

La potencia real se utiliza para el cálculo del efecto total de cargas en paralelo. Su cálculo es importante para el análisis de potencia a causa, contiene toda la información correspondiente a la potencia recibida por una carga dada (Ferro, 2016).

Figura 2:3 Potencia real



Fuente: Potencia real de carga (Ferro, 2016)

Su unidad de medida es el vatio (W) o megavatios:

$$P = U \cdot I \cdot \cos(\varphi) \dots\dots\dots(2.1)$$

También:

$$P = \frac{U^2}{R} \dots\dots\dots(2.2)$$

Potencia reactiva

La potencia reactiva es la potencia que se intercambia entre la fuente y la carga. Se representa que la energía se almacena y luego se libera en el campo magnético de un inductor o campo eléctrico de un capacitor.

La potencia reactiva de una carga se puede calcular mediante la siguiente expresión:

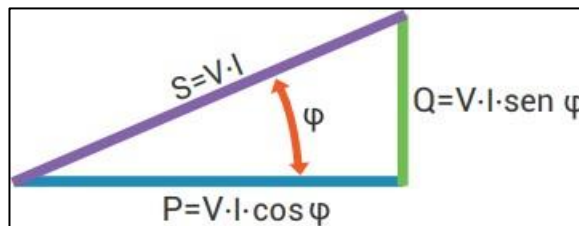
$$Q = V \cdot I \cdot \text{SEN}(\theta) \dots\dots\dots(2.3)$$

Donde θ es el ángulo de la impedancia de carga.

También se determina que, en caso de cargas inductivo, Q es positiva y en caso de cargas capacitivas es negativo.

Las unidades de la potencia reactiva son volt-amperes reactivos (var), donde $1 \text{ var} = 1 \text{ V} \times 1 \text{ A}$ (Chapman, 2012).

Figura 2:4 Triángulo de potencias



Potencia aparente

La potencia aparente que se suministra a una determinada carga se define como el resultado del producto del voltaje y la corriente en la carga. Esta potencia es la que comúnmente se toma en los circuitos de corriente continua. Sin embargo, si se trabaja con una fuente de corriente alterna, esto no se cumple, puesto que se estaría ignorando la diferencia de ángulos de la fase entre el voltaje y la corriente.

Es así como la potencia aparente en un circuito de corriente alterna se obtiene de la multiplicación de los valores eficaces y se representa con la letra “S”:

$$S = V * I \dots\dots\dots(2.4)$$

Cabe mencionar que las unidades para la potencia aparente son volt- amperes (VA), esto con el fin de darle una distinción y que no se confunda con la potencia real o reactiva (Chapman, 2012).

2.2.3. Mecánica de fluidos

La mecánica de fluidos es aquella disciplina correspondiente al campo de la física, la cual está enfocada al estudio del comportamiento de los fluidos (líquidos y gases), tanto en estado dinámico como estático. Se encarga de examinar y explicar a través de fórmulas los fenómenos como la presión, densidad, viscosidad, velocidad y flujo de caudal; así como estudiar cómo se relacionan estos fenómenos entre sí. La importancia del estudio de esta materia es esencial para el desarrollo de aplicaciones en campos como la ingeniería mecánica, ingeniería civil, ingeniería aeroespacial, entre otros,

donde el conocimiento del comportamiento de los fluidos son requisitos indispensables para el desarrollo de diseños para la optimización de procesos. (Mott y Untener, 2015).

Para la presente investigación el estudio de la mecánica de fluidos será fundamental para el desarrollo del diseño del banco de pruebas, debido a que la aplicación de la hidráulica en la industria, es muy común en diseños donde se requiere transmitir o transformar una considerable cantidad de energía, aprovechando los principios y propiedades de los fluidos.

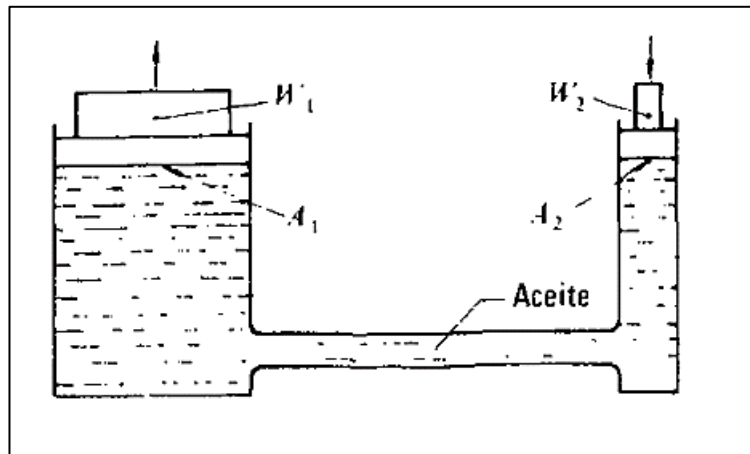
2.2.4. Principio de Pascal

Según Mott y Untener (2015), el principio de Pascal explica que cuando se aplica presión en un punto de un fluido confinado este se transmite de manera uniforme en todas las direcciones y en todos los puntos del fluido en equilibrio. Este fenómeno es básico para el desarrollo de la hidrostática, así como su aplicación en diferentes sistemas hidráulicos, sistemas en donde se requiere aprovechar la transmisión de presión para generar fuerza y realizar trabajos mecánicos.

En base a este principio de la presión en un fluido, según Mataix (1992) se cumple el siguiente fenómeno:

Se tiene dos émbolos con áreas superficiales A_1 y A_2 , en donde respectivamente se aplican las fuerzas W_1 y W_2 .

Figura 2:5 Principio de Pascal



Fuente: Principio de Pascal (Mataix, 1992)

La presión aplicada sobre los émbolos:

$$P_1 = \frac{W_1}{A_1} \quad \& \quad P_2 = \frac{W_2}{A_2}$$

Por el principio de Pascal, considerando despreciable la diferencia de cotas de los dos émbolos:

$$P_1 = P_2$$

Reemplazando:

$$\frac{W_1}{A_1} = \frac{W_2}{A_2}$$
$$W_1 = \frac{A_1}{A_2} * W_2$$

Conservándose el volumen que se desplaza de un embolo al otro

$$A_1 * l_1 = A_2 * l_2$$

Se tiene:

$$l_2 = \frac{A_1}{A_2} * l_1$$

De esta manera, se demuestra que la fuerza es directamente proporcional a la relación de las áreas, mientras que el camino de recorrido de los émbolos es inversamente proporcional a la misma relación.

2.2.5. Viscosidad en los fluidos

La viscosidad es una de las propiedades más importantes de los fluidos, muchos de los cálculos implican el conocimiento de la viscosidad del fluido, según Mataix (1992), define la viscosidad dinámica y cinemática de la siguiente manera:

Viscosidad dinámica (η): Es el coeficiente de fricción interna del fluido, es la resistencia que presenta el fluido al fluir cuando se le aplica un esfuerzo cortante. En los fluidos newtonianos la viscosidad dinámica depende de la presión y la temperatura. Sus unidades son:

$$1 \eta = 1 \frac{\text{dina} \cdot \text{s}}{\text{cm}^2} = 1 \frac{\text{g}}{\text{cm} \cdot \text{s}} = 1 \text{ P (Poise)}$$

Viscosidad cinemática (ν): Se define como la viscosidad dinámica referida a la densidad, es la relación del comportamiento de viscosidad dinámica frente a la densidad del fluido:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \dots \dots \dots (2.5)$$

Sus unidades son:

$$1 \nu = 1 \frac{\text{cm}^2}{\text{s}} = 1 \text{ St (Stoke)}$$

2.2.6. Flujo de fluido y ecuación de continuidad

Rapidez del flujo de fluido

Mott y Untener (2015), describen la rapidez del flujo como la cantidad de fluido que fluye en un sistema por unidad de tiempo, así mismo, este fenómeno se puede describir de 3 maneras:

Área de una sección circular: La mayoría de tubos o mangueras usan un perfil circular de sección transversal.

$$A = \frac{\pi * \emptyset^2}{4} (m^2) \dots\dots\dots(2.6)$$

\emptyset : Diámetro (m)

Rapidez del flujo de volumen: Es la cantidad de volumen desplazado por unidad de tiempo.

$$Q = A * v (m^3/s) \dots\dots\dots(2.7)$$

v : velocidad (m/s)

Rapidez del flujo de peso: Es el peso de fluido desplazado por unidad de tiempo.

$$W = \gamma * Q (N/s) \dots\dots\dots(2.8)$$

γ : Peso específico (N/m^3)

Rapidez del flujo de masa: Es la masa de fluido desplazado por unidad de tiempo.

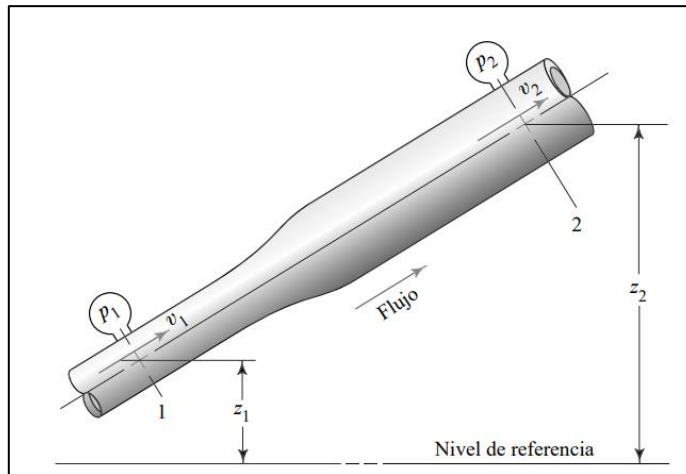
$$M = \rho * Q \text{ (kg/s)} \dots \dots \dots (2.9)$$

ρ : Densidad (kg/m³)

2.2.7. Principio de continuidad

La ecuación de la continuidad es un enunciado matemático que obedece al principio fundamental de la conservación de la masa aplicado a los fluidos, en donde un sistema de tubería cerrada, manteniendo un flujo estable, la masa de fluido que ingresa a la tubería es igual a la masa de flujo que sale de la misma, sin ningún flujo adicional de ingreso o escape de fluido en la sección (Mott y Untener, 2015).

Figura 2:6 Principio de continuidad



Fuente: Mott y Untener (2015)

Se cumple:

$$M_1 = M_2$$

$$\rho_1 * A_1 * v_1 = \rho_2 * A_2 * v_2$$

Esta ecuación se utiliza para relacionar la densidad del fluido, el área del flujo y la velocidad de flujo en dos secciones de un sistema cerrado con flujo estable. Para fluidos incompresibles donde la densidad es constante o variación despreciable, se utiliza:

$$A_1 * v_1 = A_2 * v_2$$
$$Q_1 = Q_2$$

Donde se observa la conservación de caudal, generalmente se aplica para líquidos.

2.2.8. Conservación de la energía y ley de Bernoulli

Para Mott y Untener (2015), nos explican el principio de la conservación de energía para los fluidos, el cual es la base para la formulación de la ecuación de Bernoulli, tomando en consideración que se aplica para solo fluidos incompresibles, no hay dispositivos mecánicos que agreguen o retiren energía, no existe transferencia de calor y se desprecian las pérdidas de energía por fricción.

Para describir la ecuación de Bernoulli, se debe conocer los tipos de energía que intervienen en un fluido:

- **Energía potencial:** Es la energía que acumula el fluido debido a la elevación de cota, según un nivel de referencia

$$PE = w * z \dots\dots\dots(2.10)$$

w: Peso del fluido

- **Energía cinética:** Es la energía debido a la velocidad del fluido

$$KE = \frac{w \cdot v^2}{2 \cdot g} \dots \dots \dots (2.11)$$

- **Energía de flujo:** Es la energía de la cantidad de trabajo necesaria para mover el fluido a través de una sección a una determinada presión

$$FE = \frac{w \cdot P}{\gamma} \dots \dots \dots (2.12)$$

También se conoce como energía de presión o flujo de trabajo

$$\text{Trabajo hidraulico} = P * Q \dots \dots \dots (2.13)$$

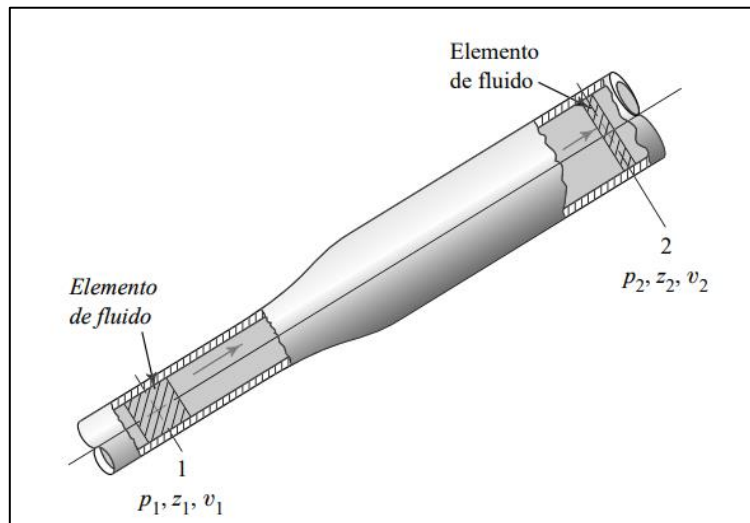
Por consiguiente, se obtiene la energía total en un fluido:

$$E = FE + PE + KE$$

$$E = \frac{w \cdot P}{\gamma} + w * Z + \frac{w \cdot v^2}{2 \cdot g} \dots \dots \dots (2.14)$$

Aplicando la conservación de la energía en una sección cerrada y despreciando cualquier tipo de pérdida de energía

Figura 2:7 Ecuación de Bernoulli



Fuente: Fenómeno de Bernoulli, Mott y Untener (2015)

Se obtiene la ecuación de Bernoulli:

$$E_1 = E_2$$

$$\frac{w * P_1}{\gamma} + w * z_1 + \frac{w * v_1^2}{2 * g} = \frac{w * P_2}{\gamma} + w * z_2 + \frac{w * v_2^2}{2 * g}$$

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2 * g} = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2 * g} \dots \dots \dots (2.15)$$

2.2.9. Ecuación general de la energía

Se establece la ecuación general de la energía en base a la anteriormente obtenida ecuación de Bernoulli, según Mott y Untener (2015), en este caso sí se consideran las pérdidas de energía del sistema

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2 * g} + h_A - h_R - h_L = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2 * g} \dots \dots \dots (2.16)$$

Se observa:

- h_A : Una máquina hidráulica que transfiere energía al fluido (Bombas, compresor, entre otros).
- h_R : Una máquina hidráulica que remueve energía del fluido (Motor hidráulico, turbinas, entre otros).
- h_L : Disipación de energía por fricción y accesorios del circuito (Válvulas, tuberías, conectores, entre otros).

Ecuación de Darcy-weisbach

La ecuación de Darcy se utiliza para calcular la pérdida de energía debida a la fricción en las secciones rectas y largas de tubería redonda, tanto para flujos laminares y turbulento.

$$h_L = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2 * g} \dots \dots \dots (2.17)$$

Donde:

h_L = pérdida de energía por fricción (m o ft)

L = longitud de la corriente de flujo (m o ft)

D = diámetro de la tubería (m o ft)

v = velocidad de flujo promedio (m/s o ft/s)

f = factor de fricción (adimensional)

Factor de fricción para flujo laminar:

$$f = \frac{64}{N_R} \dots \dots \dots (2.18)$$

Factor de fricción para flujo turbulento:

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7(D/\epsilon)} + \frac{5.74}{N_R^{0.9}} \right) \right]^2} \dots \dots \dots (2.19)$$

2.2.10. Evaluación económica para proyectos de inversión

Según Baca (2013), en la evaluación de proyecto de inversión es fundamental aplicar métodos de evaluación que tomen en cuenta el valor de dinero a través del tiempo. Es así que en la evaluación de proyectos los índices más utilizados para el cálculo de rentabilidad son el valor actual neto (VAN) y la tasa interna de retorno (TIR).

Valor actual neto (VAN)

Es valor monetario actual que resulta de restar la suma los flujos descontados a la inversión inicial:

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+k)^t} = -I_0 + \frac{F_1}{(1+k)^1} + \frac{F_2}{(1+k)^2} + \dots + \frac{F_n}{(1+k)^n} \dots (2.20)$$

$I_0 =$ Inversión inicial

$F_t =$ Flujo de caja (Ingresos – Egresos)

$k =$ Tasa de descuento

$n =$ Periodos

Tasa interna de retorno (TIR)

Se define como la tasa de descuento por la cual el VAN es igual a cero:

$$0 = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+k)^t} = -I_0 + \frac{F_1}{(1+k)^1} + \frac{F_2}{(1+k)^2} + \dots + \frac{F_n}{(1+k)^n} \dots (2.21)$$

2.3. Marco conceptual

2.3.1. Prueba de carga

Es una instalación en la que se comprueba el funcionamiento de máquinas o aparatos bajo regímenes continuos o variables de operación y con la ayuda de sistemas de medición de parámetros, para su análisis e interpretación.

Las pruebas de carga son fundamentales para evaluar el rendimiento de los motores eléctricos bajo comportamiento más cercano a la realidad, lo cual significa una mayor garantía sobre su eficiencia y fiabilidad funcionando durante su operación (IEEE, 2004).

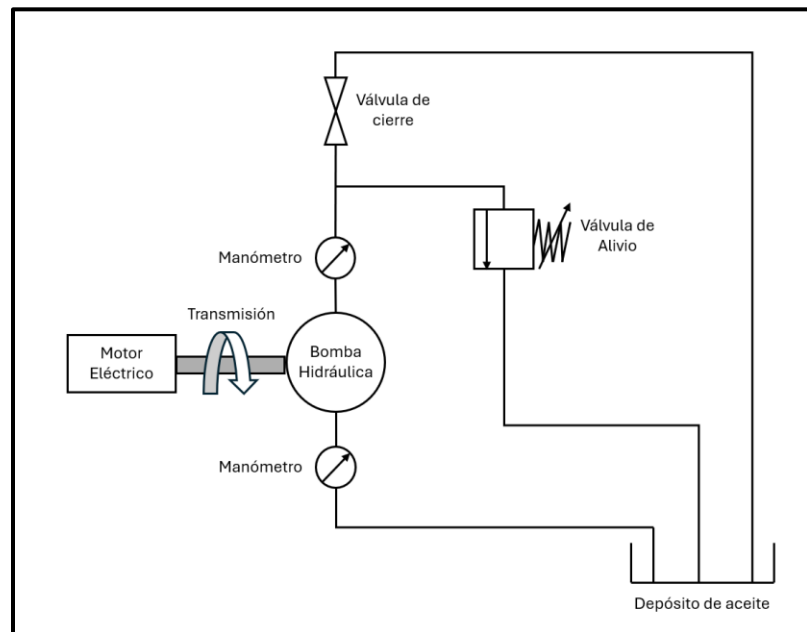
2.3.2. Diseño del sistema dinamométrico hidráulico

Las pruebas de carga requieren de un sistema de frenado o absorción para la simulación del trabajo real del equipo que se está evaluando para su verificación de operatividad. Estos dispositivos de frenado son llamados dinamómetros y son ampliamente usados en la industria automotriz. Los dinamómetros son los encargados de medir la potencia y par

del motor durante su evaluación. Pueden clasificarse en dinamómetros de fricción, hidráulicos y eléctricos.

Los dinamómetros hidráulicos ofrecen diferentes ventajas como un menor costo de fabricación, tamaño de reducido para diferentes potencias, mejor evacuación de calor disipado, una baja inercia y un mejor tiempo de exposición a carga estabilizada (Ariza y Vanegas, 2013).

Figura 2:8 Diseño conceptual del banco de pruebas



2.3.3. Motor de jaula de ardilla

El motor jaula de ardilla es un motor eléctrico de inducción, cuya parte rotatoria o rotor está constituido por un conjunto de barras conductoras paralelas a la dirección axial y dispuestas en forma cilíndrica alrededor del eje.

Partes del motor

Estató. - Parte fija de la máquina, compuesta de una serie de chapas magnéticas aisladas entre sí para evitar las

corrientes de Foucault, con una serie de ranuras interiores en las que se alojan los devanados de excitación, con un número de fases igual a las de la corriente eléctrica a la que esté conectado el motor.

Rotor. - Parte móvil de la máquina, constituida por unas barras de cobre o aluminio unidas en sus extremos por un disco de idéntico material. Es importante hacer notar que en este tipo de rotor no existen escobillas de conexión que permitan la conexión del rotor con el exterior, tal y como ocurre en el motor trifásico asíncrono de rotor bobinado.

Carcasa. - Es la estructura externa que separa y protege las partes internas del motor, se fabrican de hierro fundido en su mayoría para proporcionar resistencia, mayor dureza y absorción a las vibraciones.

Eje. - Es el componente del motor que conecta el rotor con la carga, transmitiendo el movimiento a lo largo de su estructura que está asentada sobre los rodajes en los asientos de las tapas del motor.

Es así como un motor de inducción presenta ventajas como una mayor simplicidad en su diseño, costos reducidos, arranque suave, amplia disponibilidad y un buen rendimiento energético (Chapman, 2012).

Principio de funcionamiento

El principio de funcionamiento se basa en la generación de un campo magnético rotatorio en el centro del motor, por parte de un bobinado estático en su periferia, el cual se alimenta con corriente alterna.

Dicho campo magnético rotatorio induce corrientes en las barras que conforman la jaula del rotor, y estas corrientes a su vez producen un campo magnético secundario que interactúa con el campo primario, produciendo un torque o momento sobre el rotor.

La clave del funcionamiento está en la producción de un campo magnético rotatorio perpendicular al eje de rotación. Este campo

rotatorio ejerce una fuerza magnética de torsión sobre las barras longitudinales de la jaula cuando circula corriente.

Para generar la corriente en las barras conductoras paralelas al eje de rotación de la jaula, no se precisa una fuente de corriente exterior, ya que el propio campo rotatorio, por inducción magnética, es capaz de inducir una corriente sobre las barras de la jaula.

Eso siempre y cuando exista una diferencia entre la velocidad de rotación del campo magnético y la velocidad de rotación del rotor (Zapata, 2021).

Arranque y protección

En el arranque del motor, se consume una corriente demasiado elevada, lo cual puede ocasionar la caída de la tensión de la red principal de manera considerable, afecta a la condición del funcionamiento de los receptores conectados a ella. Cuando esta caída es severa, se identifica en la iluminación. La mayoría de las normativas prohíben el uso de motores con arranque directo, y así lograr evitar esta falla frecuente.

Existen diversos sistemas de arranque que se diferencian según especificaciones del motor y de la carga. La elección se basa en factores eléctricos, mecánicos y económicos. El tipo de carga es también un factor importante a la hora de elegir un arranque (Andres, 2022).

2.4. Definición de términos básicos

Transferencia de energía. Al calentar un cuerpo, evidentemente se está gastando energía. Las partículas que constituyen el cuerpo incrementan su actividad aumentando su movimiento, con lo cual aumenta la energía de cada una de ellas y, por tanto, la energía interna del cuerpo.

Corriente eléctrica. La corriente eléctrica es la circulación de cargas o electrones a través de un circuito eléctrico cerrado, que se mueven siempre del polo negativo al polo positivo de la fuente de suministro de fuerza electromotriz (FEM).

Voltaje. El voltaje o diferencia de potencial eléctrico, es una magnitud física que indica la diferencia de la tensión eléctrica entre dos puntos en un circuito eléctrico. Coincide con el voltaje eléctrico e indica la energía o trabajo necesario para separar cargas eléctricas de signo opuesto.

Potencia eléctrica. La potencia eléctrica es la proporción de corriente eléctrica que se transfiere en un circuito eléctrico por unidad de tiempo. Es decir, la cantidad de energía eléctrica que genera o disipa un elemento durante un período de tiempo. En el sistema internacional de unidades, la unidad de potencia se expresa en vatios (W).

Intensidad de corriente. La intensidad de corriente eléctrica(I) es la cantidad de electricidad o carga eléctrica(Q) que circula por un circuito en la unidad de tiempo(t). Para denominar la Intensidad se utiliza la letra I y su unidad es el Amperio(A).

Potencia. La potencia (representada por el símbolo P) es una cantidad determinada de trabajo efectuado de alguna manera en una unidad de tiempo determinada. O sea, es la cantidad de trabajo por unidad de tiempo que algún objeto o sistema produce.

Consumo. El consumo es la fase final de todo proceso productivo al efecto de utilizar un producto, cerrándose así el ciclo de la producción.

Prueba en vacío. El objetivo de esta prueba es determinar posibles problemas mecánicos (desbalance, rodamientos), ruidos, conexiones en mal estado, pérdidas en vacío (en el hierro y mecánicas), corriente de vacío o de excitación, la corriente en el rotor (para motores de rotor devanado) y el deslizamiento en vacío. La prueba es realizada alimentando la máquina a la tensión y frecuencia nominal, sin carga conectada. Para obtener valores correctos se realizan mediciones únicamente hasta que la máquina esté estabilizada. Debe ser leída la corriente en cada línea; el promedio de la corriente de línea es la corriente de vacío.

Prueba de carga. Esta prueba detecta los defectos de la vuelta a vuelta, rollo a rollo, y fase a fase que no pueden ser descubiertos por otros métodos. La prueba de comparación de carga se basa en la premisa del principio que, en un estator sin ningún defecto del bobinado, las 3 fases del bobinado son

idénticas. Esto es útil para el estator de forma de bobina sin rotores instalados. El instrumento de la prueba impone un pulso breve de voltaje en la fase que experimenta la prueba y se reflejan pulsos en la pantalla del osciloscopio de instrumento. Si dos bobinados son idénticos (como debe ser), las imágenes reflejadas son idénticas y aparecen como una sola huella.

Conductor fásico y neutro. Fase es el conductor activo, es decir el conductor que transporta la corriente eléctrica normalmente desde la red hasta un enchufe o interruptor de nuestra casa u oficina. El cable de fase es por el que entra la corriente eléctrica. El neutro es un conductor con potencial 0 o diferencia de potencial 0. Su función es precisamente crear un desequilibrio, una diferencia de potencial que permita la existencia de corriente eléctrica por el conductor de Fase. Sin el neutro no puede producirse la corriente eléctrica a no ser que la diferencia de potencial se genere utilizando directamente la tierra.

Calor. Interacción entre un sistema y su entorno. Es un efecto de un sistema sobre su entorno que ocurre en la frontera del sistema debido a un gradiente de temperatura entre el sistema y su ambiente.

Temperatura. La temperatura, es la propiedad de los sistemas que determina si están en equilibrio térmico. La sensación de calor o frío al tocar una sustancia depende de su temperatura, de la capacidad de la sustancia para conducir el calor y de otros factores. La temperatura es una de las variables básicas del tiempo y clima.

III. HIPÓTESIS Y VARIABLES

3.1. Hipótesis

Hipótesis general

Se puede diseñar un banco de pruebas para motores de elevación de 22.2 KW, permitiría verificar su operatividad, simulando una carga de trabajo, en el taller de una empresa de grúas torre.

Hipótesis específicas

- Se puede determinar los parámetros de diseño para el banco de pruebas para motores de elevación de 22.2 KW en una empresa de grúas torre.
- Se puede realizar la selección de equipos y materiales para el banco de pruebas para motores de elevación de 22.2 KW en una empresa de grúas torre.
- Se puede simular la operación del banco de pruebas para motores de elevación de 22.2 KW en una empresa de grúas torre.

3.1.1.1. Operacionalización de variable

Tabla 3:1 Definición conceptual de variable

Variable	Definición Conceptual
Diseño de Banco de prueba	Un banco de ensayo es un equipo que permite reproducir diferentes condiciones controladas, permitiendo describir la efectividad de cada uno los componentes. Obteniendo resultados que ayuden a mejorar la funcionabilidad del equipo (Ballesteros y otros, 2022).

Variable	Definición operacional	Dimensiones	Indicadores	índices	Método	Técnica
Diseño de banco de pruebas	Determinando los parámetros de diseño, se definen los componentes del banco de pruebas para variar el flujo - presión y obtener la carga de potencia para los motores eléctricos, validado con un software de simulación.	Parámetros de diseño	<ul style="list-style-type: none"> • Caudal de trabajo • Potencia Absorbida • Presión de trabajo • Diámetro de tuberías • Capacidad de tanque • Torque de trabajo • Tensión de transmisión • Esfuerzos estáticos 	<ul style="list-style-type: none"> • $P_H = \frac{Q \cdot \Delta P}{600}$ • $Q = \frac{V \cdot n \cdot \eta_{vol}}{1000}$ • $\phi = \sqrt{\frac{Q}{1.5 \cdot \pi \cdot v}}$ 	Método de diseño en ingeniería bajo la norma VDI 2221	<ul style="list-style-type: none"> • Observacional • Documental
		Selección de equipos y materiales	<ul style="list-style-type: none"> • Bomba hidráulica • Válvulas • Accesorios hidráulicos • Elementos de transmisión 	<ul style="list-style-type: none"> • $K_w, bar, litros/min$ • $Psi, N.m, N, RPM$ 		
		Simulación	<ul style="list-style-type: none"> • Análisis de elementos finitos 	<ul style="list-style-type: none"> • Automation Studio 		

IV.METODOLOGÍA DEL PROYECTO

4.1. Diseño metodológico

4.1.1. Tipo de investigación

Según Tamayo (2003), la investigación aplicada es aquella que tiene como objetivo generar conocimientos para solucionar problemas específicos de la realidad, se destaca su enfoque práctico, ya que dirige su aplicación inmediata, y su orientación está centrada a la resolución de situaciones concretas en diferentes campos de la ciencia.

De esta manera logra definir la presente investigación de tipo aplicada, puesto que aborda la confrontación de las teorías con la realidad para dar solución a un problema en específico en este caso el Diseño de un banco de pruebas para resolver la necesidad de realizar de ensayos de carga en los motores eléctricos de grúa torre de 22.2 KW.

4.1.2. Enfoque de investigación

Según Hernández y otros (2014), el enfoque cuantitativo en una investigación científica se basa en la cuantificación de fenómenos con el objetivo de plantear problemas concretos, la utilización de herramientas tecnológicas para el análisis de datos y además de llevar acabo un proceso de pasos secuenciales para realizar una investigación objetiva y estructurada.

De esta manera, se establece que la presente investigación es de enfoque cuantitativo, ya que se necesita de la cuantificación de los parámetros del fenómeno para realizar el diseño del banco de pruebas, estudio que realizado a través de un proceso secuencial y con el apoyo de herramientas tecnológicas, poder obtener una correcta interpretación de los resultados.

4.1.3. Nivel de investigación

Según Bernal (2010), La investigación de nivel descriptiva esta enfocada a la recopilación de información y descripción de características, comportamientos o propiedades de una situación específica, sin buscar o establecer relaciones causales.

La presente investigación tiene como objetivo la descripción y simulación de un diseño de banco de prueba para motores de elevación de 22.2 KW en una empresa de grúas torre.

4.1.4. Diseño de investigación

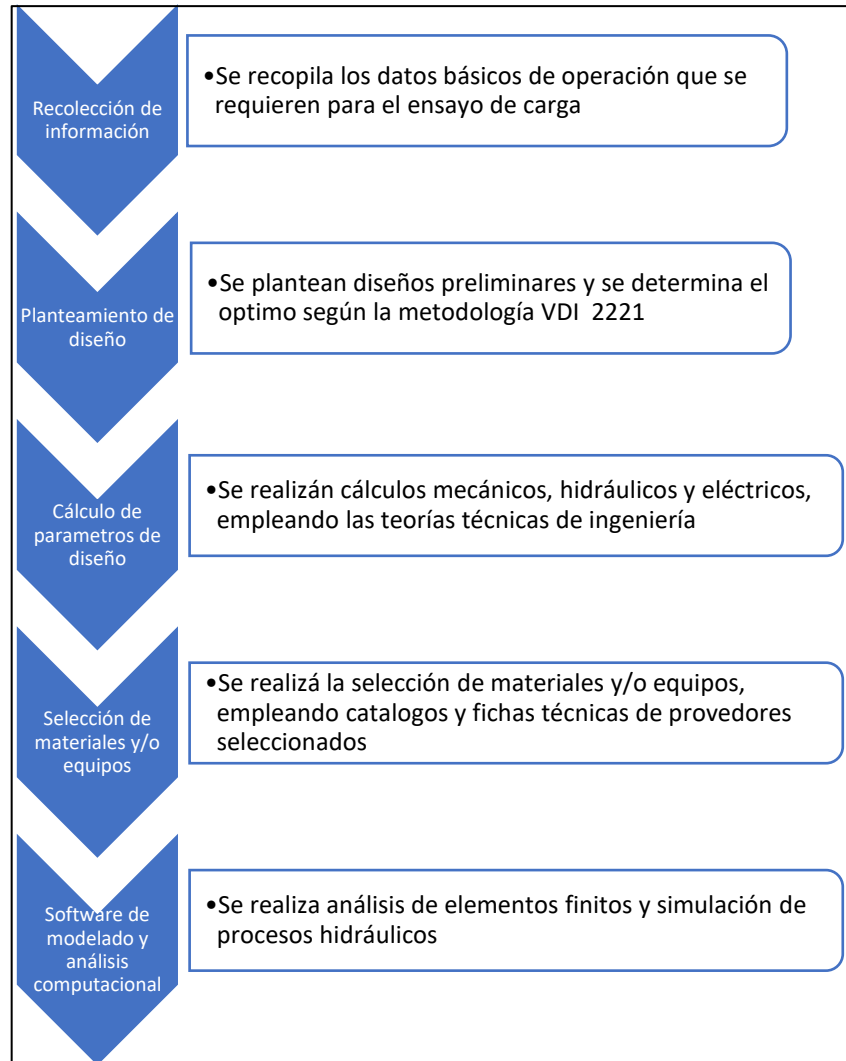
Según Hernández y otros (2014), la investigación no experimental de carácter cuantitativo tiene como principal característica la observación de fenómenos en su estado natural, sin la intervención deliberada de variables.

La presente investigación comprende el planteamiento conceptual y diseño técnico del banco de prueba para motores de elevación de 22.2 KW en una empresa de grúas torre. Sin realizar alguna intervención directa con la realidad del fenómeno.

4.2. Método de investigación

Según Bernal (2010), el método de la presente investigación es de carácter sistémico puesto que para atender la necesidad del diseño del banco de pruebas es necesario estudiar y analizar sus partes de manera individual (Diseño estructural, mecánico, hidráulico), para finalmente integrar cada una de ellas conformando el banco de pruebas en su totalidad para estudiar su comportamiento con el apoyo de softwares de simulación.

Figura 4:1 Método de investigación



4.3. Población y muestra

Según Hernández y otros (2014), en investigación se define a la población como aquel conjunto de elementos o individuos que comparten características comunes y son objetos de estudio. Así mismo, una muestra se define como aquel subconjunto representativo de la población total en referencia al estudio realizado.

La presente investigación por ser de tipo aplicada-descriptiva no presenta población o muestras, debido a que el estudio se centra en la descripción del diseño del banco de pruebas para para motores de elevación de 22.2 KW en una empresa de grúas torre.

4.4. Lugar de estudio

El lugar de estudio es una empresa dedicada al rubro de la venta, arriendo, servicios post venta y garantías de quipos de izaje, grúas torre, ascensores, grúas hidráulicas y otros accesorios para proyectos de construcción minería, montaje industrial e infraestructura, prestando servicios en todo el territorio nacional, a través de las marcas más representativas de equipos de izaje a nivel mundial (Manitowoc, Grove, entre otras).

Figura 4:2 Lugar de estudio – Taller de motores eléctricos

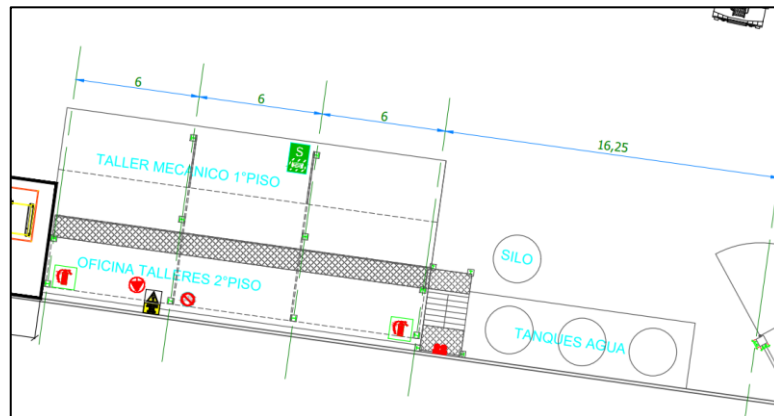


Figura 4:3 Lugar de estudio – Patio de grúas torre



El lugar de estudio de la presente investigación se centra en el área de Patio y Talleres, puesto que en estas áreas son donde se realizan los mantenimientos de equipos y pruebas de izaje en grúa torre.

4.5. Técnicas e instrumentos para la recolección de la información

La recolección de datos en una investigación se refiere al proceso mediante el cual se obtiene información relevante y necesaria para resolver las interrogantes planteadas en la investigación en curso. Este proceso implica la observación, medición y la documentación de información a través de instrumentos que han demostrado ser válidos y confiables en estudios previos o revisados de la literatura y posteriormente probados y ajustados (Hernández, 2014).

Para la presente investigación cuenta con un repositorio documental confiable puesto que se tomó como referencias trabajos de tesis, artículos científicos publicados, libros de renombre y publicaciones indexadas.

También se cuenta con instrumentos tecnológicos de recolección de datos, en este caso conformado por los softwares de simulación

(Autocad, Solidworks, Automation studio) que permitieron recopilar datos de la verificación del diseño planteado.

4.6. Análisis y procesamiento de datos

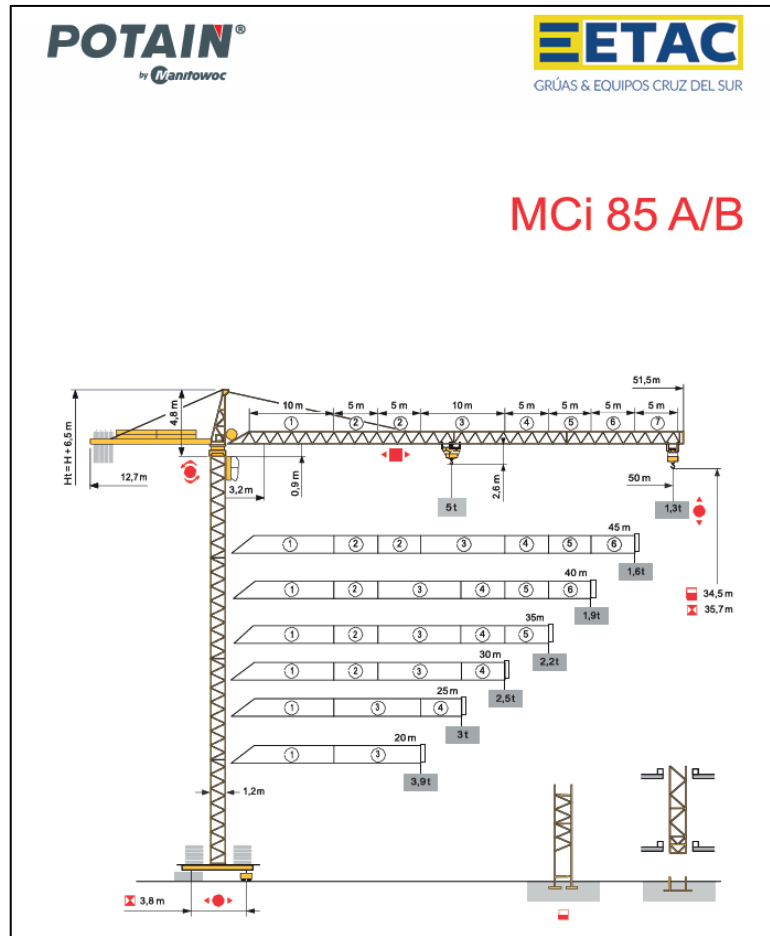
En base a la teoría recopilada y la metodología de investigación definida para el diseño, se realiza el desarrollo del diseño del banco de pruebas de maneras secuencial y objetiva:

4.6.1. Parámetros de operación

Datos nominales de operación de GT:

Según ficha técnica de grúa torre se obtienen los siguientes datos:

Figura 4:4 Ficha técnica grúa torre MCI85A



Fuente: <https://www.etacperu.com.pe/pdfs/POTAIN-MCI85A.pdf>

Figura 4:4 Ficha técnica grúa torre MCI85A

Mécanismes/Triebwerke/Mechanisms/Mecanismos/Meccanismi
Mecanismos / Механизмы

400 V - 50 Hz		L↑			UU↑			hp	kW			
	25 PC 13 (GH)	m/min	9	35.5	71	4.4	17.7	35.4	25	18.5	360 m	
		t	2.5	2.5	1.3	5	5	2.6				
	25 PC 13	m/min	6.6	33	66	3.3	16.5	33	25	18.5	323 m	
		t	2.5	2.5	1.3	5	5	2.6				
	40 LVF 13 (GH)	m/min	5	13	41	1.1	81.5	2.45	6.5	20.4	30.6	40.8
		t	2.5	2.5	2.5	1.9	1.25	5	5	5	3.75	2.5
	4 D3 V3	m/min	15 < 30 < 58						4	3		
	RCV 60	rpm	0 < 0,8						8	5,8		
ZF	TVD 324 C1	m/min	12,5 < 25						2x7	2x5,2		

CEI 38	kVA
400V(+10%-10%)50Hz	25 PC 13 : 35 kVA 40 LVF 13 : 50 kVA

480 V - 60 Hz		L↑			UU↑			hp	kW			
	25 PC 13 (GH)	m/min	10,5	42,5	85	5,3	21,2	42,5	30	22,1	360 m	
		t	2,5	2,5	1,3	5	5	2,6				
	25 PC 13	m/min	7,9	39,6	79,2	3,9	19,8	39,6	30	22,1	323 m	
		t	2,5	2,5	1,3	5	5	2,5				
	40 LVF 13 (GH)	m/min	5	13	41	1,1	81,5	2,45	6,5	20,4	30,6	40,8
		t	2,5	2,5	2,5	1,9	1,25	5	5	5	3,75	2,5
	4 D3 V3	m/min	18 < 39 < 70						4,8	3,6		
	RCV 60	rpm	0 < 0,96						9,6	7		
ZF	TVD 324 C1	m/min	15 < 30						2x8,4	2x6,2		

CEI 38	kVA
480V(+6%-10%)60Hz	25 PC 13 : 42 kVA 40 LVF 13 : 50 kVA

Fuente: <https://www.etacperu.com.pe/pdfs/POTAIN-MCI85A.pdf>

- Modelo de GT: MCI85A
- Marca: Potain
- Carga Nominal: 5000 kg (En doble reenvío)
- Capacidad Nominal: 5000 kg
- Altura estándar bajo gancho: 34.5 m
- Capacidad de Gancho: 5 TN
- Ø Cable acerado de elevación: 10 mm
- Velocidad de elevación:

Tabla 4:1 Parámetros de carga en simple reenvío

SIMPLE REENVIO			
	1° MARCHA	2° MARCHA	3° MARCHA
Velocidad	7.9 m/min	39.6 m/min	79.2 m/min
Carga	2.5 t	2.5 t	1.3 t

Tabla 4:2 Parámetros de carga en doble reenvío

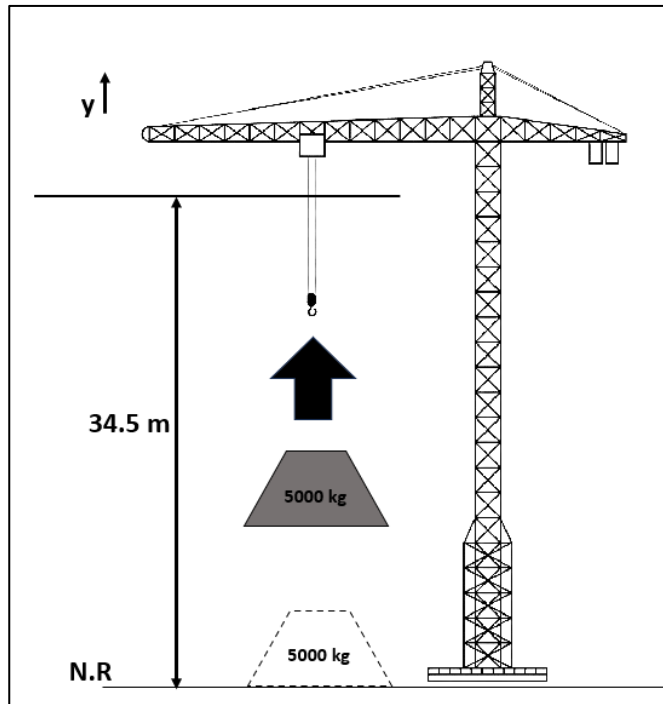
DOBLE REENVIO			
	1° MARCHA	2° MARCHA	3° MARCHA
Velocidad	3.9 m/min	19.8 m/min	39.6 m/min
Carga	5.0 t	5.0 t	2.5 t

 **Cálculo del trabajo de elevación de carga a máxima operación:**

Se realiza el cálculo del trabajo realizado cuando la grúa opera a su máxima operación en doble reenvío.

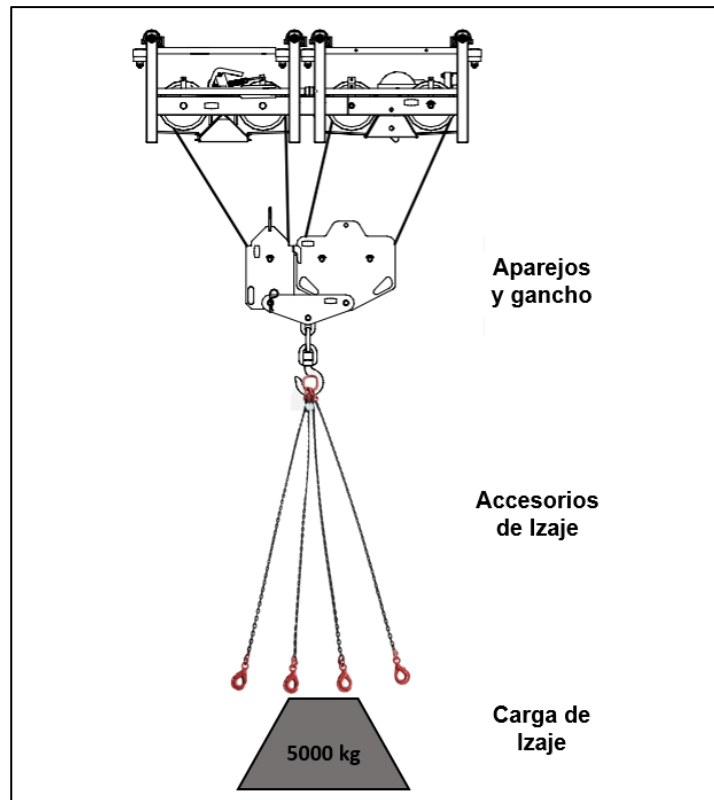
El escenario planteado es aquel que se requiere elevar una carga con doble reenvío de 5000 kg solo hasta la segunda marcha y a media carga de 2500 kg para la tercera marcha en una grúa torre que se encuentra a altura estándar de 34.5 m de operación:

Figura 4:5 Esquema operación grúa torre



Se calcula la fuerza total de trabajo para el motor de elevación, considerando los accesorios de izaje ($g = 9.81 \text{ m/s}^2$):

Figura 4:6 Elementos de izaje



Peso de aparejos y gancho: 250.0 kg

→ 2452.5 N

Peso elementos de izaje: 50 kg → 490.5 N

Peso a plena Carga: 5000 kg → 49050.0 N

Peso a media Carga: 2500 kg → 24525.0 N

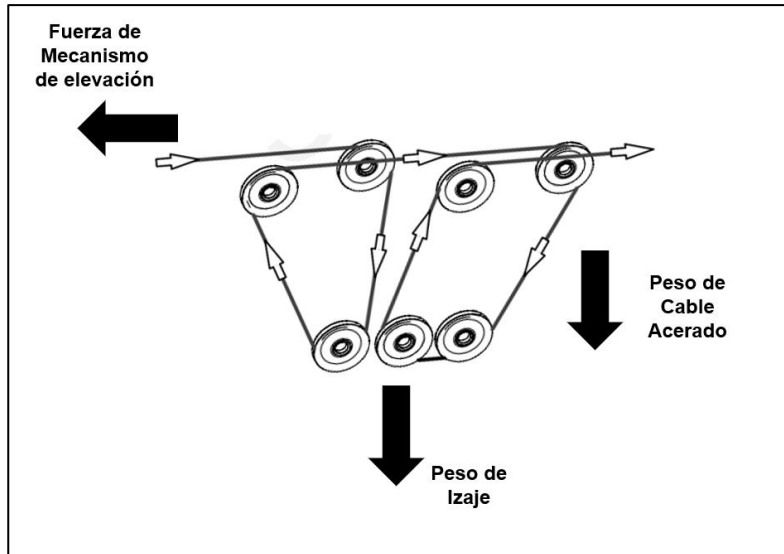
Peso total de izaje:

$$\begin{aligned} P_{Izaje\ plena\ carga} &= 2452.5 + 490.5 + 49050.0 \\ &= 51993.0\ N \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_{Izaje\ media\ carga} &= 2452.5 + 490.5 + 24525.0 \\ &= 27468.0\ N \end{aligned}$$

Analizando el DCL del mecanismo de elevación:

Figura 4:7 DCL mecanismo de elevación



Peso lineal del cable acerado:

$$\text{Cable } \varnothing 10\text{mm } 6 \times 19: 0.46 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \rightarrow 4.51 \text{ N/m}$$

$$P_{total \text{ cable}} = \# \text{ Pasadas} * P_{lineal \text{ cable}} * y$$

$$P_{total \text{ cable}} = 4 * 4.51 * (34.5 - y)$$

$$P_{total \text{ cable}} = 622.74 - 18.04y$$

Para $y=0$, se obtiene el peso total máximo de cable acerado:

$$P_{total \text{ cable}} = 622.74 \text{ N}$$

Se determinada la tensión en el cable acerado para el izaje de la carga:

$$T_{cable \text{ elevación}} = \frac{P_{Izaje}}{\# \text{ Pasadas}}$$

Tabla 4:3 Tensión cable de elevación

	P_{Izaje}	# <i>Pasadas</i>	$T_{cable\ elevación}$
Plena carga	51993.0 N	4	12998.25 N
Media carga	27468.0 N	4	6867.00 N

Según DCL, se establece la relación de fuerzas:

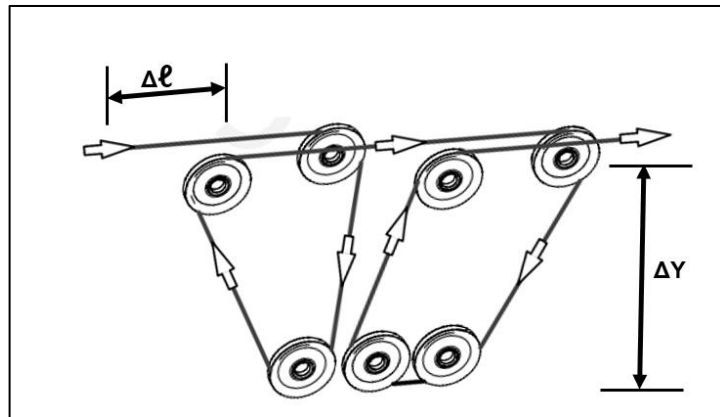
$$F_{elevación} = T_{cable\ elevación} + P_{total\ cable}$$

Tabla 4:4 Fuerza de elevación para izaje de carga

	$T_{cable\ elevación}$	$P_{total\ cable}$	$F_{elevación}$
Plena carga	12998.25 N	622.74 N	13620.98 N
Media carga	6867.00 N	622.74 N	7489.74 N

Relación velocidad de elevación y velocidad de recorrido del cable:

Figura 4:8 Relación de velocidades de recorrido de cable



$$\Delta \ell = 4 * \Delta y$$

Se obtiene la relación de velocidades:

$$v_{\ell} = 4 * v_y$$

Se obtiene:

Tabla 4:5 Velocidad de recorrido en doble reenvío

DOBLE REENVIO		
	Velocidad de elevación	Velocidad de recorrido
1° MARCHA	3.9 m/min	15.6 m/min <> 0.26 m/s
2° MARCHA	19.8 m/min	79.2 m/min <> 1.32 m/s
3° MARCHA	39.6 m/min	158.4 m/min <> 2.64 m/s

Se toman las siguientes medidas del winche, según capacidad de cable de elevación:

Tabla 4:6 Tabla de datos del winche de elevación

N° CAMA	N° VUELTAS	L CAMA	∅ CAMA	L TOTAL X CAMA	SUMA	TOTAL
1	43	1.43 m	0.46 m	61.69 m	61.69 m	61.69 m
2	43	1.48 m	0.47 m	63.64 m	61.69 m	125.33 m
3	43	1.54 m	0.49 m	66.22 m	125.33 m	191.55 m
4	43	1.60 m	0.51 m	68.80 m	191.55 m	260.35 m
5	43	1.66 m	0.53 m	71.38 m	260.35 m	331.73 m
6	43	1.72 m	0.55 m	73.96 m	331.73 m	405.69 m
∅ PROMEDIO			0.48 m			

$$\varnothing_{prom\ cama} = 0.48\ m$$

Se determinan las velocidades de giro en el winche:

$$\omega = \frac{v_{recorrido}}{\varnothing_{prom}/2}$$

Tabla 4:7 Velocidad de revolución del winche

	$v_{recorrido}$	ω	n_{winche}
1° MARCHA	0.26 m/s	1.10 rad/s	10.3 rev/min
2° MARCHA	1.32 m/s	5.50 rad/s	52.3 rev/min
3° MARCHA	2.64 m/s	11.0 rad/s	104.6 rev/min

Se conoce la relación de reducción del mecanismo reductor de engranajes planetarios:

$$\frac{n_{motor}}{n_{winche}} = i_{reductor}$$

$$i_{reductor} = 33.8$$

Se obtienen las velocidades de giro del motor:

Tabla 4:8 Velocidad de revolución del motor de elevación

	n_{winche}	$i_{reductor}$	n_{motor}
1° MARCHA	10.3 RPM	33.8	348.3 RPM
2° MARCHA	52.3 RPM	33.8	1768.5 RPM
3° MARCHA	104.6 RPM	33.8	3537.1 RPM

Se calcula el torque requerido en el winche para elevar la carga de izaje:

$$T_{elevación} = \left(F_{elevación} * \frac{\phi_{prom}}{2} \right)$$

Tabla 4:9 Torque en el winche para el izaje de la carga

	$F_{elevación}$	ϕ_{prom}	$T_{elevación}$
Media carga	13620.98 N	0.48 m	3281.39 N.m
Plena carga	7489.74 N	0.48 m	1804.33 N.m

Debido a la relación de reductor que existe entre el motor y winche de elevación, se calcula el torque requerido en el motor eléctrico para el accionamiento del sistema:

$$\frac{T_{elevaci\grave{o}n}}{T_{motor}} = i_{reductor}$$

$$i_{reductor} = 33.8$$

Tabla 4:10 Torque en el motor para el izaje de la carga

	$T_{elevaci\grave{o}n}$	$i_{reductor}$	T_{motor}
Plena carga	3281.39 N.m	33.8	97.08 N.m
Media carga	1804.33 N.m	33.8	53.38 N.m

Se obtienen la secuencia de potencias requeridas en el motor de elevación, considerando un aumento secuencial en las velocidades de elevación:

$$P = \frac{T * n}{9550}$$

Se obtienen las potencias calculadas de carga:

Tabla 4:11 Potencia en el motor para el izaje de la carga

	Capacidad de carga	T_{motor}	n_{motor}	Potencia calculada
1° MARCHA	5.0 t	97.08 N.m	348.3 RPM	3.54 Kw
2° MARCHA	5.0 t	97.08 N.m	1768.5 RPM	17.98 Kw
3° MARCHA	2.5 t	53.38 N.m	3537.1 RPM	19.77 Kw

4.6.2. Diseño de transmisión de potencia

Datos nominales del motor de elevación:

Tabla 4:12 Parámetros nominales del motor de elevación

PARAMETROS	POTENCIA	VELOCIDAD
1° MARCHA	4.4 KW	360 RPM
2° MARCHA	22.2 KW	1800 RPM
3° MARCHA	22.2 KW	3600 RPM

La máxima potencia y velocidad de giro se da en la primera marcha, mientras que el máximo torque se da en la primera marcha. En consecuencia, para el diseño se toman los siguientes parámetros de entrada:

$$Potencia = 22.2 \text{ KW}$$

$$Velocidad \text{ de giro} = 3600 \text{ RPM}$$

$$Torque = 117.8 \text{ N.m}$$

Se realiza el cálculo de los parámetros de diseño para la transmisión por fajas según la Norma ISO 4184 y con el apoyo de la marca SKF, a través de su catálogo de fajas, se realiza la correcta selección del elemento de transmisión.

Diseño de transmisión por correa

Factor de servicio (C2)

Este factor considera la severidad de la conducción según la aplicación:

Figura 4:9 Selección de correa – factor servicio C2

Types of driven machinery		Soft starts Duty time h/day			Heavy starts Duty time h/day		
		10 and under	Over 10 to 16	Over 16	10 and under	Over 10 to 16	Over 16
Class 1 Light duty	Blowers, exhausters and fans (up to 7.5 kW), centrifugal compressors and pumps. Belt conveyors (uniformly loaded).	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Class 2 Medium duty	Agitators (uniform density), blowers, exhausters and fans (over 7.5 kW). Rotary compressors and pumps (other than centrifugal). Belt conveyors (not uniformly loaded), generators and exciters, laundry machinery, lineshafts, machine tools, printing machinery, sawmill and woodworking machinery, screens (rotary).	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Class 3 Heavy duty	Agitators and mixers (variable density), brick machinery, bucket elevators, compressors and pumps (reciprocating), conveyors (heavy duty). Hoists, mills (hammer), pulverisers, punches, presses, shears, quarry plant, rubber machinery, screens (vibrating), textile machinery.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Class 4 Extra heavy duty	Crushers (gyratory-jaw roll), mills (ball-rod-tube).	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Types of prime mover	
Soft starts Electric motors:	Heavy starts Electric motors:
AC – Star delta start	AC – Direct-on-line start
DC – Shunt wound	DC – Series and compound wound
Internal combustion engines with 4 or more cylinders	Internal combustion engines with less than 4 cylinders.
Prime movers fitted with centrifugal clutches, dry or fluid couplings or electronic soft start devices	Prime movers not fitted with soft start devices

Fuente: Catálogo de correas SKF

$$C_2 = 1.4$$

Calculo potencia de diseño (Pd)

La potencia de diseño para la transmisión, según las condiciones de operación:

$$P_d = P_{Nominal} * C_2$$

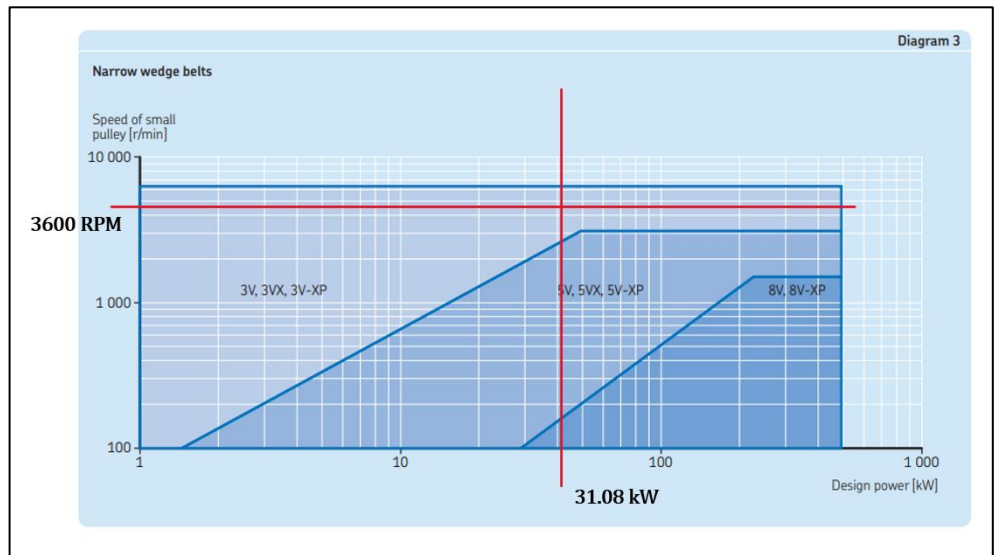
$$P_d = 22.2 * 1.4$$

$$P_d = 31.08 \text{ Kw}$$

Sección transversal de correa

Según la potencia de diseño y RPM de la rueda conductora se procede a evaluar la sección transversal apropiada:

Figura 4:10 Selección de correa – sección transversal



Fuente: Catálogo de correas SKF

Se escoge la correa en "V" de alta capacidad modelo 3V

Relación de velocidad requerida

Se establece la relación de transmisión entre poleas:

$$Polea\ conductora = 3600\ RPM$$

$$Polea\ conducida = 2800\ RPM$$

$$i = \frac{3600}{2517} = 1.43$$

Selección de diámetro de poleas estándar

Según el modelo de sección transversal de la correa, se obtienen los siguientes parámetros de referencia:

Figura 4:10 Selección de correa – diámetro de p Polea

Recommended standard pulley diameters for faster shaft

Pulley outside diameter	2.65	2.8	3	3.15	3.35	3.65	4.12	4.5	4.75	5	5.3	5.6	6	6.5	6.9	7.1	7.5	8	8.5	9	9.25	9.75	10.3	10.6	10.9	
3V/3V-XP	✓*	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
4V/4V-XP	✓*	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
5V/5V-XP	✓*	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
3VX	✓*	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
5VX	✓*	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓

*Shows minimum pulley diameter for particular section. If smaller pulley diameter is used, the belt service life could be affected.

Fuente: Catálogo de correas SKF

Figura 4:11 Selección de correa – relación de transmisión

Speed ratios with standard pulley diameters

Pulley outside diameter	2.65	2.8	3	3.15	3.35	3.65	4.12	4.5	4.75	5	5.3	5.6	6	6.5	6.9	7.1	7.5	8	8.5	9	9.25	9.75	10.3	10.6	10.9
2.65	1	1.06	1.13	1.19	1.26	1.38	1.55	1.70	1.79	1.89	2	2.11	2.26	2.45	2.60	2.68	2.83	3.02	3.21	3.40	3.49	3.68	3.89	4	4.11
2.8		1	1.07	1.13	1.20	1.30	1.47	1.61	1.70	1.79	1.89	2	2.14	2.32	2.46	2.54	2.68	2.86	3.04	3.21	3.30	3.48	3.68	3.79	3.89
3			1	1.05	1.12	1.22	1.37	1.50	1.58	1.67	1.77	1.87	2	2.17	2.30	2.37	2.50	2.67	2.83	3	3.08	3.25	3.43	3.53	3.63
3.15				1	1.06	1.16	1.31	1.43	1.51	1.59	1.68	1.78	1.90	2.06	2.19	2.25	2.38	2.54	2.70	2.86	2.94	3.10	3.27	3.37	3.46
3.35					1	1.09	1.23	1.34	1.42	1.49	1.58	1.67	1.79	1.94	2.06	2.12	2.24	2.39	2.54	2.69	2.76	2.91	3.07	3.16	3.25
3.65						1	1.13	1.23	1.30	1.37	1.45	1.53	1.64	1.78	1.89	1.95	2.05	2.19	2.33	2.47	2.53	2.67	2.82	2.90	2.99
4.12							1	1.09	1.15	1.21	1.29	1.36	1.46	1.58	1.67	1.72	1.82	1.94	2.06	2.18	2.25	2.37	2.50	2.57	2.65
4.5								1	1.06	1.11	1.18	1.24	1.33	1.44	1.53	1.58	1.67	1.78	1.89	2	2.08	2.17	2.29	2.36	2.42
4.75									1	1.05	1.12	1.18	1.26	1.37	1.45	1.49	1.58	1.68	1.79	1.89	1.95	2.05	2.17	2.23	2.29
5										1	1.06	1.12	1.20	1.30	1.38	1.42	1.50	1.60	1.70	1.80	1.85	1.95	2.06	2.12	2.18
5.6											1	1.07	1.16	1.23	1.27	1.36	1.43	1.52	1.61	1.65	1.74	1.84	1.89	1.95	2.00
6												1	1.08	1.15	1.18	1.25	1.33	1.42	1.50	1.58	1.63	1.72	1.77	1.82	1.88
6.5													1	1.06	1.09	1.15	1.23	1.31	1.38	1.42	1.50	1.58	1.63	1.68	1.74
6.9														1	1.03	1.09	1.16	1.23	1.30	1.34	1.41	1.49	1.54	1.58	1.64
7.1															1	1.06	1.13	1.20	1.27	1.30	1.37	1.45	1.49	1.54	1.60
7.5																1	1.07	1.13	1.20	1.23	1.30	1.37	1.41	1.45	1.51
8																	1	1.06	1.13	1.16	1.22	1.29	1.33	1.36	1.41
8.5																		1	1.06	1.09	1.15	1.21	1.25	1.28	1.33
9																			1	1.03	1.08	1.14	1.18	1.21	1.25
9.25																				1	1.05	1.11	1.15	1.18	1.22
9.75																					1	1.06	1.09	1.12	1.16
10.3																						1	1.03	1.06	1.10
10.6																							1	1.03	1.07
10.9																								1	1.03
11.8																									1

Fuente: Catálogo de correas SKF

Relación de transmisión: $i = 1.43$

Polea conductora: $d = 5.60 \text{ in} \leftrightarrow 142.24 \text{ mm}$

Polea conducida: $D = 8.00 \text{ in} \leftrightarrow 203.20 \text{ mm}$

Distancia entre centros preliminar (CCp)

Se define de manera preliminar la distancia entre centros de poleas, según las siguientes recomendaciones:

$$CCp_{\min} = 0.7 * (D + d) = 0.7 * (8.0 + 5.6)$$

$$CCp_{\min} = 9.52 \text{ in} \leftrightarrow 241.81 \text{ mm}$$

$$CCp_{m\acute{a}x} = 2 * (D + d) = 2 * (8.0 + 5.6)$$

$$CCp_{m\acute{a}x} = 27.20 \text{ in} <> 690.88 \text{ mm}$$

Se toma:

$$CCp = 17.69 \text{ in}$$

Longitud de referencia de la correa (Ld)

Se calcula la longitud de la correa, según la siguiente formula:

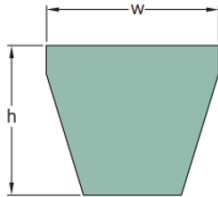
$$Ld = 2 * CCp + 1.57 * (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4 * CCp}$$

$$Ld = 2 * 17.69 + 1.57 * (8.0 + 5.6) + \frac{(8.0 - 5.6)^2}{4 * 17.69}$$

$$Ld = 56.81 \text{ in}$$

Figura 4:12 Selección de correa – longitud nominal

SKF Wrapped Narrow Wedge Belts
3V/9N | 5V/15N | 8V/25N



Section	Dimensions		w	h	Designations
	Pitch length				
	mm	in.	mm		
3V/9N	635	25.0	9	8	PHG 3V250
	673	26.5	9	8	PHG 3V265
	711	28.0	9	8	PHG 3V280
	762	30.0	9	8	PHG 3V300
	800	31.5	9	8	PHG 3V315
	851	33.5	9	8	PHG 3V335
	902	35.5	9	8	PHG 3V355
	953	37.5	9	8	PHG 3V375
	1016	40.0	9	8	PHG 3V400
	1080	42.5	9	8	PHG 3V425
	1143	45.0	9	8	PHG 3V450
	1207	47.5	9	8	PHG 3V475
	1270	50.0	9	8	PHG 3V500
	1346	53.0	9	8	PHG 3V530
	1422	56.0	9	8	PHG 3V560
1524	60.0	9	8	PHG 3V600	

Fuente: Catálogo de correas SKF

Según tabla de longitud nominal para correas de perfil 3V/9N:

$$Ld = 53.0 \text{ in } \langle \rangle 1346 \text{ mm}$$

Distancia real entre centros (CC)

Se calcula la distancia real entre centros, según la longitud de correa seleccionada:

$$CC = \frac{a + \sqrt{a^2 - 8 * (D - d)^2}}{8}$$

$$a = 2 * Ld - \pi * (D - d)$$

$$a = 2 * 53.0 - \pi * (8.0 - 5.6) = 98.46$$

Reemplazando:

$$CC = \frac{98.46 + \sqrt{98.46^2 - 8 * (8.0 - 5.6)^2}}{8}$$

$$CC = 24.59 \text{ in } \langle \rangle 624.48 \text{ mm}$$

Potencia nominal básica de la correa

Según el modelo seleccionado se define su potencia nominal:

Figura 4:13 Selección de correa – potencia nominal

Power ratings
Section SPZ/3V

Table 9f

Faster shaft speed	Rated power per belt for small pulley datum diameter [mm]												Additional power per belt for speed ratio			
	67	71	75	80	85	90	95	100	112	125	132	140	1.00 to 1.05	1.06 to 1.24	1.25 to 1.59	> 1.59
r/min	kW												kW			
100	0.11	0.13	0.14	0.16	0.17	0.19	0.21	0.22	0.26	0.31	0.33	0.36	-	0.01	0.01	0.01
500	0.45	0.51	0.57	0.65	0.72	0.80	0.87	0.95	1.13	1.32	1.42	1.54	0.01	0.03	0.06	0.06
720	0.61	0.69	0.78	0.89	0.99	1.10	1.20	1.31	1.56	1.82	1.97	2.13	0.01	0.05	0.08	0.09
800	0.66	0.76	0.85	0.97	1.09	1.20	1.32	1.43	1.71	2.00	2.16	2.34	0.01	0.05	0.09	0.10
900	0.73	0.83	0.94	1.07	1.20	1.33	1.46	1.59	1.89	2.22	2.40	2.60	0.01	0.06	0.10	0.11
960	0.77	0.88	0.99	1.13	1.27	1.41	1.54	1.68	2.00	2.35	2.54	2.75	0.02	0.07	0.11	0.12
1000	0.79	0.91	1.03	1.17	1.31	1.46	1.60	1.74	2.08	2.44	2.63	2.85	0.02	0.07	0.11	0.13
1100	0.86	0.98	1.11	1.27	1.42	1.58	1.74	1.89	2.26	2.65	2.86	3.10	0.02	0.08	0.12	0.14
1200	0.92	1.06	1.19	1.36	1.53	1.70	1.87	2.04	2.43	2.86	3.08	3.34	0.02	0.08	0.13	0.15
1300	0.98	1.13	1.28	1.46	1.64	1.82	2.00	2.18	2.61	3.06	3.30	3.58	0.02	0.09	0.14	0.17
2800	1.75	2.04	2.33	2.69	3.04	3.39	3.73	4.07	4.87	5.70	6.14	6.62	0.04	0.19	0.31	0.36
2880	1.78	2.08	2.38	2.74	3.10	3.46	3.81	4.16	4.97	5.82	6.26	6.76	0.05	0.20	0.32	0.37
2900	1.79	2.09	2.39	2.76	3.12	3.48	3.83	4.18	5.00	5.85	6.29	6.79	0.05	0.20	0.32	0.37
3000	1.83	2.14	2.45	2.83	3.20	3.57	3.93	4.29	5.12	5.99	6.45	6.95	0.05	0.21	0.33	0.38
3100	1.87	2.19	2.51	2.89	3.27	3.65	4.02	4.39	5.24	6.13	6.59	7.10	0.05	0.21	0.34	0.40
3200	1.91	2.24	2.56	2.96	3.35	3.74	4.12	4.49	5.36	6.27	6.73	7.25	0.05	0.22	0.35	0.41
3300	1.95	2.29	2.62	3.02	3.42	3.82	4.21	4.59	5.48	6.40	6.87	7.39	0.05	0.23	0.36	0.42
3400	1.99	2.33	2.67	3.09	3.50	3.90	4.30	4.68	5.59	6.52	7.00	7.53	0.05	0.23	0.38	0.43
3500	2.02	2.38	2.72	3.15	3.57	3.98	4.38	4.78	5.70	6.64	7.12	7.66	0.06	0.24	0.38	0.45
3600	2.06	2.42	2.77	3.21	3.63	4.05	4.47	4.87	5.80	6.76	7.25	7.78	0.06	0.25	0.40	0.46
3700	2.10	2.46	2.82	3.27	3.70	4.13	4.55	4.96	5.90	6.87	7.36	7.90	0.06	0.25	0.41	0.47
3800	2.13	2.50	2.87	3.32	3.77	4.20	4.63	5.04	6.00	6.98	7.47	8.01	0.06	0.26	0.42	0.48
3900	2.17	2.55	2.92	3.38	3.83	4.27	4.70	5.13	6.10	7.08	7.58	8.11	0.06	0.27	0.43	0.50
4000	2.20	2.58	2.97	3.43	3.89	4.34	4.78	5.21	6.19	7.18	7.67	8.21	0.06	0.27	0.44	0.51
4200	2.26	2.66	3.05	3.54	4.01	4.47	4.92	5.36	6.36	7.36	7.85	8.39	0.07	0.29	0.46	0.54

Fuente: Catálogo de correas SKF

$$P_b = 7.78 + 0.40 = 8.18 \text{ kW}$$

Factores de corrección de potencia nominal:

Según el modelo seleccionado se define los factores:

$$\frac{D - d}{CC} = \frac{8.0 - 5.6}{24.59} = 0.0976$$

Figura 4:14 Selección de correa – factores de corrección

Table 7			Table 8										
Arc of contact power correction factor C_3			Belt length correction factor C_1										
$\frac{D-d}{CC} *$	Arc of contact on small pulley	Arc of contact correction factor C_3	Belt length	Correction factor									
mm	deg.	-		SPZ	SPA	SPB	SPC	8V	Z	A	B	C	D
			mm	SPZ-XP	SPA-XP	SPB-XP	SPC-XP	8V-XP	ZK	AX	BX	CX	
0,00	180	1,00	400	0,50						0,87	0,68		
0,05	177	0,99	475	0,65						0,90	0,74	0,64	
0,10	174	0,99	530	0,74						0,93	0,78	0,70	
0,15	171	0,98	630	0,82	0,77					0,96	0,81	0,76	
0,20	169	0,97	710	0,84	0,79					0,99	0,83	0,78	
0,25	166	0,97	900	0,88	0,83	0,76				1,05	0,87	0,82	0,73
0,30	163	0,96	1 000	0,90	0,85	0,78				1,06	0,89	0,84	0,76
0,35	160	0,95	1 120	0,93	0,87	0,80				1,08	0,91	0,86	0,78
0,40	157	0,94	1 250	0,95	0,89	0,82				1,11	0,93	0,88	0,80
0,45	154	0,93	1 400	0,96	0,91	0,84	0,70			1,14	0,96	0,90	0,82
0,50	151	0,93	1 600	1,00	0,93	0,86	0,74			1,17	0,99	0,93	0,84
0,55	148	0,92	1 800	1,01	0,95	0,88	0,77			1,22	1,01	0,95	0,86
0,60	145	0,91	2 000	1,02	0,96	0,90	0,80	0,78		1,25	1,03	0,98	0,88
0,65	142	0,90	2 240	1,05	0,98	0,92	0,83	0,80		1,28	1,06	1,00	0,91
0,70	139	0,89	2 500	1,07	1,00	0,94	0,86	0,80		1,29	1,09	1,03	0,93
0,75	136	0,88	2 800	1,09	1,02	0,96	0,88	0,82	1,29	1,11	1,05	0,95	0,84
0,80	133	0,87	3 150	1,11	1,04	0,98	0,90	0,84		1,13	1,07	0,97	0,86
0,85	130	0,86	3 550	1,13	1,06	1,00	0,92	0,86		1,15	1,09	0,99	0,88
0,90	127	0,85	4 000	1,13	1,08	1,02	0,94	0,89		1,17	1,13	1,02	0,91
0,95	123	0,83	4 500	1,13	1,09	1,04	0,96	0,91		1,17	1,15	1,04	0,93
1,00	120	0,82	5 000		1,09	1,06	0,98	0,94		1,17	1,18	1,07	0,96
1,05	117	0,81	5 600		1,09	1,08	1,00	0,96		1,17	1,20	1,09	0,98
1,10	113	0,80	6 300			1,10	1,02	0,99		1,17	1,23	1,12	1,01
1,15	100	0,78	7 100			1,12	1,04	1,02			1,23	1,15	1,04
1,20	107	0,77	8 000				1,14	1,06	1,04		1,23	1,18	1,06
1,25	104	0,75	9 000				1,14	1,08	1,07		1,23	1,21	1,09
1,30	101	0,73	10 000				1,14	1,10	1,09		1,23	1,23	1,11
1,35	97	0,72											
1,40	93	0,70											

Fuente: Catálogo de correas SKF

Interpolando, se obtiene:

$$C_1 = 0.95$$

$$C_3 = 0.99$$

Cálculo potencia nominal neta de la correa:

Aplicando los factores de corrección a la potencia nominal básica:

$$P_r = P_b * C_1 * C_3$$

$$P_r = 8.18 * 0.95 * 0.99$$

$$P_r = 7.69 \text{ KW}$$

Numero de correas

Se aplica la siguiente fórmula para establecer la cantidad de correas necesarias:

$$N = \frac{P_d}{P_r}$$

$$N = \frac{31.08}{7.69} = 4.0$$

$$N = 4$$

Se selecciona 4 correas SKF 3V/9N modelo PHG 3V530.

Debido a los cambios de carga se presenten en el banco de pruebas, se selecciona una correa de bandas unidas:

Figura 4:15 Selección de correa – correa 3V/9J

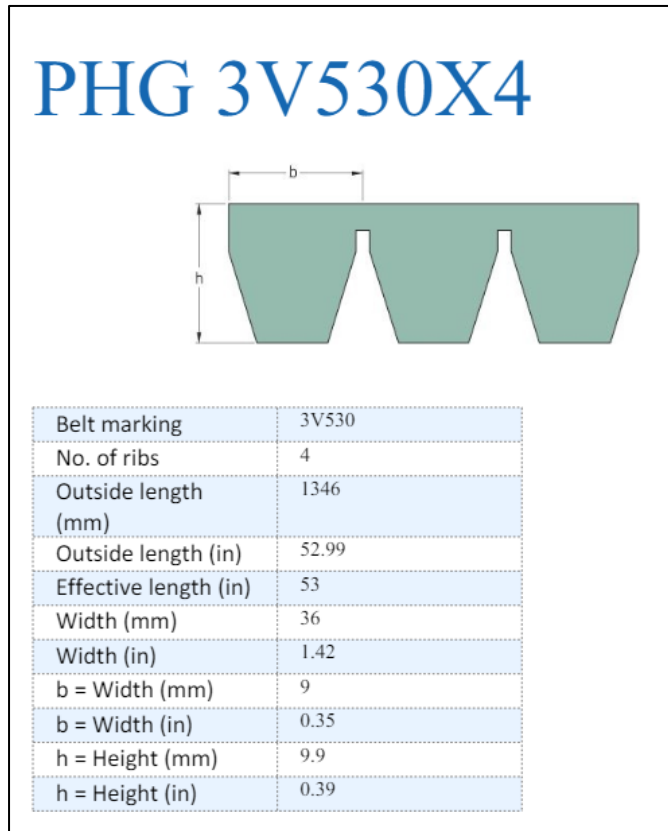
SKF Banded Narrow Wedge Belts
3V/9J | 5V/15J | 8V/25J

Section	Dimensions Pitch length		b	h	Designations
	mm	in.			
3V/9J	1 270	50	9	9,9	PHG 3V500X...
	1 346	53	9	9,9	PHG 3V530X...
	1 422	56	9	9,9	PHG 3V580X...
	1 524	60	9	9,9	PHG 3V600X...
	1 600	63	9	9,9	PHG 3V630X...
	1 702	67	9	9,9	PHG 3V670X...
	1 803	71	9	9,9	PHG 3V710X...
	1 905	75	9	9,9	PHG 3V750X...
	2 032	80	9	9,9	PHG 3V800X...
	2 159	85	9	9,9	PHG 3V850X...
	2 286	90	9	9,9	PHG 3V900X...
	2 413	95	9	9,9	PHG 3V950X...
	2 540	100	9	9,9	PHG 3V1000X...

Fuente: Catálogo de correas SKF

Se recomienda usar correa SKF multiple 3V/9J modelo PHG 3V530X4

Figura 4:16 Selección de correa – correa 3V530X4



Fuente: Catálogo de correas SKF

Margen de instalación de correas

Se detalla la distancia mínima que se puede aumentar (MTA - Tensar) o disminuir (MIA – Instalar) la distancia entre centros de las poleas:

Figura 4:17 Selección de correa – margen de instalación

Banded belts										
Datum length	Minimum take-up allowance for tensioning	Minimum installation allowance – for fitting				D	3V	SPB 5V	SPC	8V
mm	mm	mm								
400-1 199	25	30	35	50	–	20	–	–	–	
1 200-2 099	35	30	40	50	60	25	40	–	–	
2 100-2 799	40	35	40	50	60	25	40	50	85	
2 800-3 399	45	35	40	50	60	25	40	50	85	
3 400-4 399	55	35	40	60	65	25	40	60	85	
4 400-5 399	65	35	50	60	70	–	50	60	90	
5 400-6 399	85	35	50	60	70	–	50	60	90	
6 400-7 799	95	–	50	60	75	–	50	60	90	
7 800-9 999	110	–	50	60	75	–	50	60	90	
10 000–	130	–	50	60	75	–	50	60	100	

Fuente: Catálogo de correas SKF

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

$$MTA = 35 \text{ mm}$$

$$CC_{min} = 624 - 25 = 599 \text{ mm}$$

$$CC_{max} = 624 + 35 = 659 \text{ mm}$$

Tensión en la correa

Se calcula la tensión necesaria para evitar que la correa patine:

a) Velocidad lineal de la correa:

$$v = \frac{d * n}{19100} = \frac{142 * 3600}{19100}$$

$$v = 26.81 \text{ m/s}$$

b) Masa lineal de la correa:

Figura 4:18 Selección de correa – masa lineal de correa

Wrapped V, wedge and banded belts						
Section	Smallest pulley diameter	Speed range	Belt tension per single belt*		Mass	
			New belt	Used run-in belt	Single belt	Belt in a band**
-	mm	r/min	N		kg/m	
3V	61-90	1 000-2 500	313	209	0,076	0,099
		2 501-4 000	274	182		
	91-175	1 000-2 500	430	287		
		2 501-4 000	391	261		
5V	171-275	500-1 740	1 134	756	0,223	0,272
		1 741-3 000	997	665		
	276-500	500-1 740	1 369	912		
		1 741-3 000	1 291	860		
8V	315-430	200-850	2 933	1 955	0,504	0,654
		851-1 500	2 386	1 590		
	431-570	200-850	3 520	2 346		
		851-1 500	3 129	2 086		

Fuente: Catálogo de correas SKF

$$\text{Masa Correa Simple} = 0.076 \text{ Kg/m}$$

Masa para una correa múltiple de 4 bandas:

$$M = 0.304 \text{ Kg/m}$$

c) Tensión en una correa usada por correa:

$$T_{usada} = 510 * \frac{(2.2 - C_3) * P_d}{C_3 * N * v} + \frac{M * v^2}{1.11}$$

$$T_{usada} = 510 * \frac{(2.2 - 0.99) * 31.08}{0.99 * 4 * 26.81} + \frac{0.304 * 26.81^2}{1.11}$$

$$T_{usada} = 377.50 \text{ N}$$

d) Tensión en una correa usada por correa:

$$T_{nueva} = 1.5 * T_{usada}$$

$$T_{nueva} = 1.5 * 377.50$$

$$T_{nueva} = 566.26 \text{ N}$$

e) Factor por módulo de correa

Figura 4:19 Selección de correa – factor modulo correa

Belt modulus factor	
Section	K
Z, ZX	2,67
A, AX	2,94
B, BX	3,87
C, CX	5,87
D	8,01
SPZ, XPZ, 3V, 3VX	2,89
SPA, XPA	3,12
SPB, XPB, 5V, 5VX	4,01
SPC, XPC	6,23
8V	7,57

Fuente: Catálogo de correas SKF

$$K = 2.89$$

f) Fuerza de deflexión para una correa usada

$$F_{usada} = \frac{\frac{T_{usada} * N}{16} + N * K}{9.81}$$

$$F_{usada} = \frac{\frac{347.39 * 4}{16} + 4 * 2.89}{9.81}$$

$$F_{usada} = 10.80 \text{ N}$$

$$F_{nueva} = \frac{\frac{T_{nueva} * N}{16} + N * K}{9.81}$$

$$F_{usada} = \frac{\frac{521.09 * 4}{16} + 4 * 2.89}{9.81}$$

$$F_{usada} = 15.61 \text{ N}$$

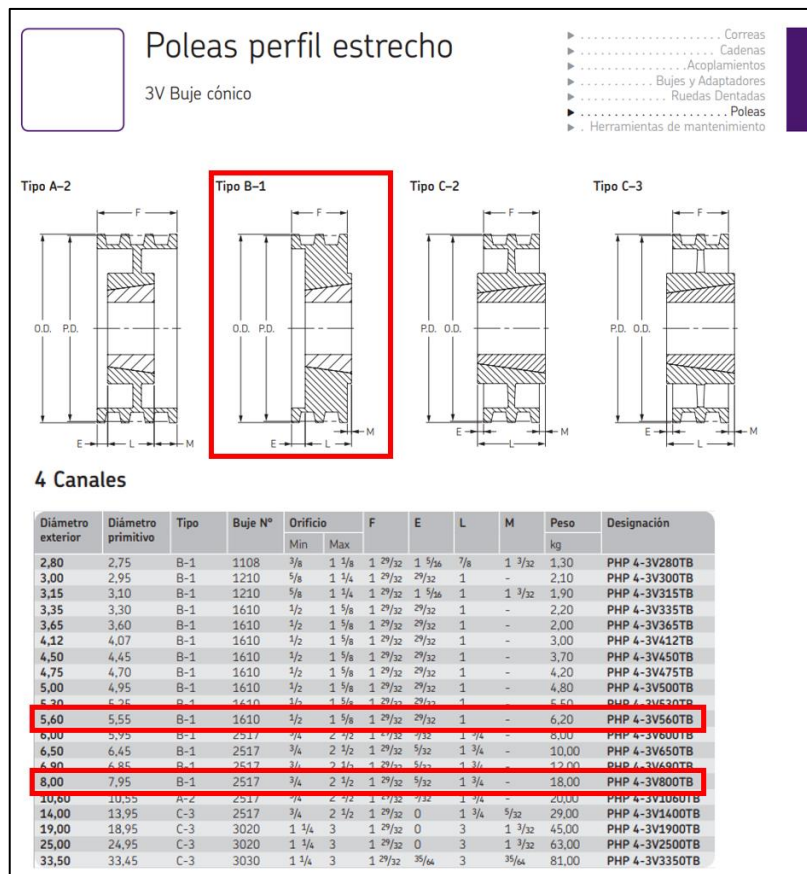
Selección de poleas para correa de transmisión

Según catalogo SKF y los diámetros de poleas seleccionados:

Polea conductora: $d = 5.60 \text{ in} \langle \rangle 142.24 \text{ mm}$

Polea conducida: $D = 8.00 \text{ in} \langle \rangle 203.20 \text{ mm}$

Figura 4:20 Selección de correa – polea de correa



Fuente: Catálogo de poleas y bujes SKF

Se selecciona polea SKF conductora PHP 4 – 3V560TB

Se selecciona polea SKF conducida PHP 4 – 3V800TB

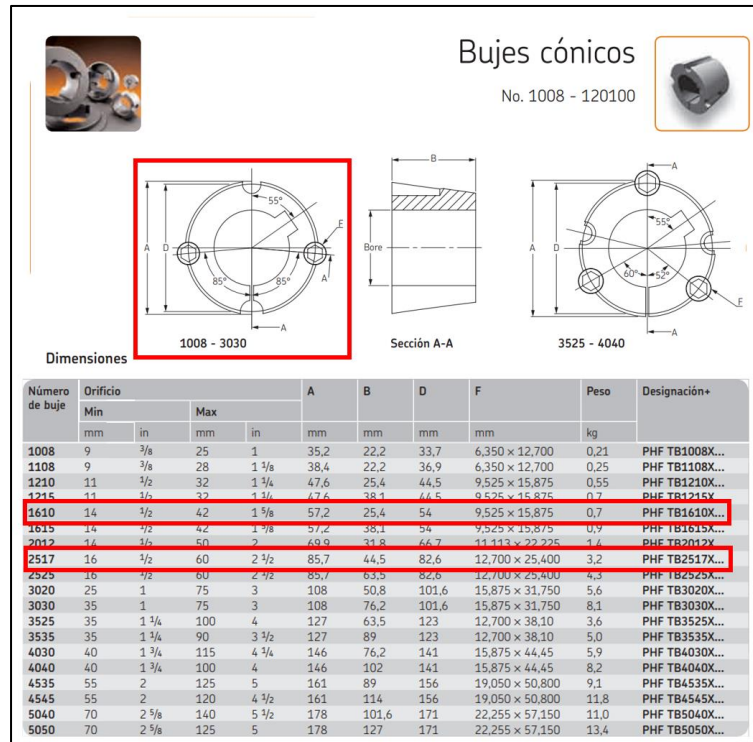
Selección de bujes cónicos para poleas

Según recomendación del fabricante, se seleccionan los bujes cónicos para cada polea:

Polea conductora: Buje N° 1610

Polea conducida: Buje N° 2517

Figura 4:21 Selección de correa – buje para polea



Fuente: Catálogo de poleas y bujes SKF

Se selecciona buje SKF PHF TB1610X

Se selecciona buje SKF PHF TB2517X

Velocidad de salida

Según la relación de transmisión (i), se obtienen las velocidades a la salida del sistema de transmisión:

$$i = \frac{n_{\text{ingreso}}}{n_{\text{salida}}}$$

Tabla 4:13 Velocidad salida de transmisión

	VELOCIDAD DE INGRESO	FACTOR DE TRANSMISIÓN	VELOCIDAD DE SALIDA
1° MARCHA	360 RPM	1.43	251.7 RPM
2° MARCHA	1800 RPM	1.43	1258.7 RPM
3° MARCHA	3600 RPM	1.43	2517.5 RPM

4.6.3. Diseño del sistema de carga hidráulica

Parámetros de diseño hidráulico

Para el cálculo de los parámetros de diseño hidráulico, se toman los valores de la potencia calculada, esto para evitar una sobrecarga de potencia en el motor y realizar un adecuado dimensionamiento del banco para la reducción de costos.

Se consideran las eficiencias aproximadas para la bomba hidráulica:

$$\text{Eficiencia volumétrica (0.90 – 0.98): } \eta_{vol} = 0.96$$

$$\text{Eficiencia hidromecánica (0.85 – 0.92): } \eta_{hm} = 0.92$$

$$\text{Rendimiento total } (\eta_{vol} * \eta_{hm}): \eta_{tot} = 0.88$$

Se calcula la potencia que se suministra al fluido a través del trabajo de la bomba hidráulica:

Tabla 4:14 Potencia hidráulica absorbida

	POTENCIA CALCULADA	RENDIMIENTO TOTAL	POTENCIA ABSORBIDA
1° MARCHA	3.54 Kw	0.88	3.12 Kw
2° MARCHA	17.98 Kw	0.88	15.82 Kw
3° MARCHA	19.77 Kw	0.88	17.40 Kw

Se toma como presión de operación:

$$\Delta P = 320 \text{ bar}$$

Se emplea la ecuación de potencia hidráulica:

$$P_H = \frac{Q \cdot \Delta P}{600} \quad (P_{dis}: Kw ; Q: L/min ; \Delta P: bar)$$

Tabla 4:15 Caudal operación de bomba

	POTENCIA	PRESIÓN	CAUDAL
1° MARCHA	3.12 Kw	315 bar	5.85 L/min
2° MARCHA	15.82 Kw	315 bar	29.66 L/min
3° MARCHA	17.40 Kw	315 bar	32.63 L/min

Se calcula la cilindrada requerida de la bomba hidráulica:

$$Q = \frac{V * n * \eta_{vol}}{1000}$$

$$(Q: L/min ; V: cm^3/min ; n: RPM)$$

Tabla 4:16 Cilindrada de bomba

	CAUDAL	RPM	EFICIENCIA	CILINDRADA
1° MARCHA	5.85 L/min	251.7 RPM	0.96	24.21 cm ³ /rev
2° MARCHA	29.66 L/min	1258.7 RPM	0.96	24.55 cm ³ /rev
3° MARCHA	32.63 L/min	2517.5 RPM	0.96	13.50 cm ³ /rev

Se selecciona una cilindrada constante:

$$V_{nom} = 25.0 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

Se recalcula la presión de operación con la cilindrada seleccionada:

Tabla 4:17 Presión aproximada de operación

	1° MARCHA	2° MARCHA	3° MARCHA
POTENCIA HIDRÁULICA	3.12 Kw	15.82 Kw	17.40 Kw
REVOLUCIONES	252 RPM	1259 RPM	2517 RPM
CAUDAL	6.04 L/min	30.21 L/min	60.42 L/min
PRESIÓN DE OPERACIÓN	309.83 bar	314.20 bar	172.79 bar

Se seleccionan las presiones:

Tabla 4:18 Presión de operación del sistema

	PRESIÓN DE OPERACIÓN
1° MARCHA	315.0 bar
2° MARCHA	315.0 bar
3° MARCHA	175.0 bar

Se recalcula las potencias de carga hidráulica con los parámetros de operación definidos:

Tabla 4:19: Potencia hidráulica del sistema

	RPM	CAUDAL	PRESIÓN	POTENCIA HIDRAULICA
1° MARCHA	252 RPM	6.04 L/min	315.0 bar	3.17 Kw
2° MARCHA	1259 RPM	30.21 L/min	315.0 bar	15.86 Kw
3° MARCHA	2517 RPM	60.42 L/min	175.0 bar	17.62 Kw

Finalmente, se calcula la potencia de accionamiento para generar la carga hidráulica en el sistema, la potencia de carga a la que se somete el motor eléctrico durante el ensayo:

Tabla 4:20 Potencia de carga entregada

	POTENCIA HIDRAULICA	RENDIMIENTO TOTAL	POTENCIA ENTREGADA
1° MARCHA	3.17 Kw	0.88	3.59 Kw
2° MARCHA	15.86 Kw	0.88	17.96 Kw
3° MARCHA	17.62 Kw	0.88	19.95 Kw

Esquema hidráulico del sistema

Según los cálculos obtenidos, se obtienen las presiones a las cuales el banco de pruebas debe operar en cada una de las etapas para poder generar la carga de trabajo que el motor eléctrico debe abastecer de potencia al sistema hidráulico.

$$P_{plena\ carga} = 315\ bar$$

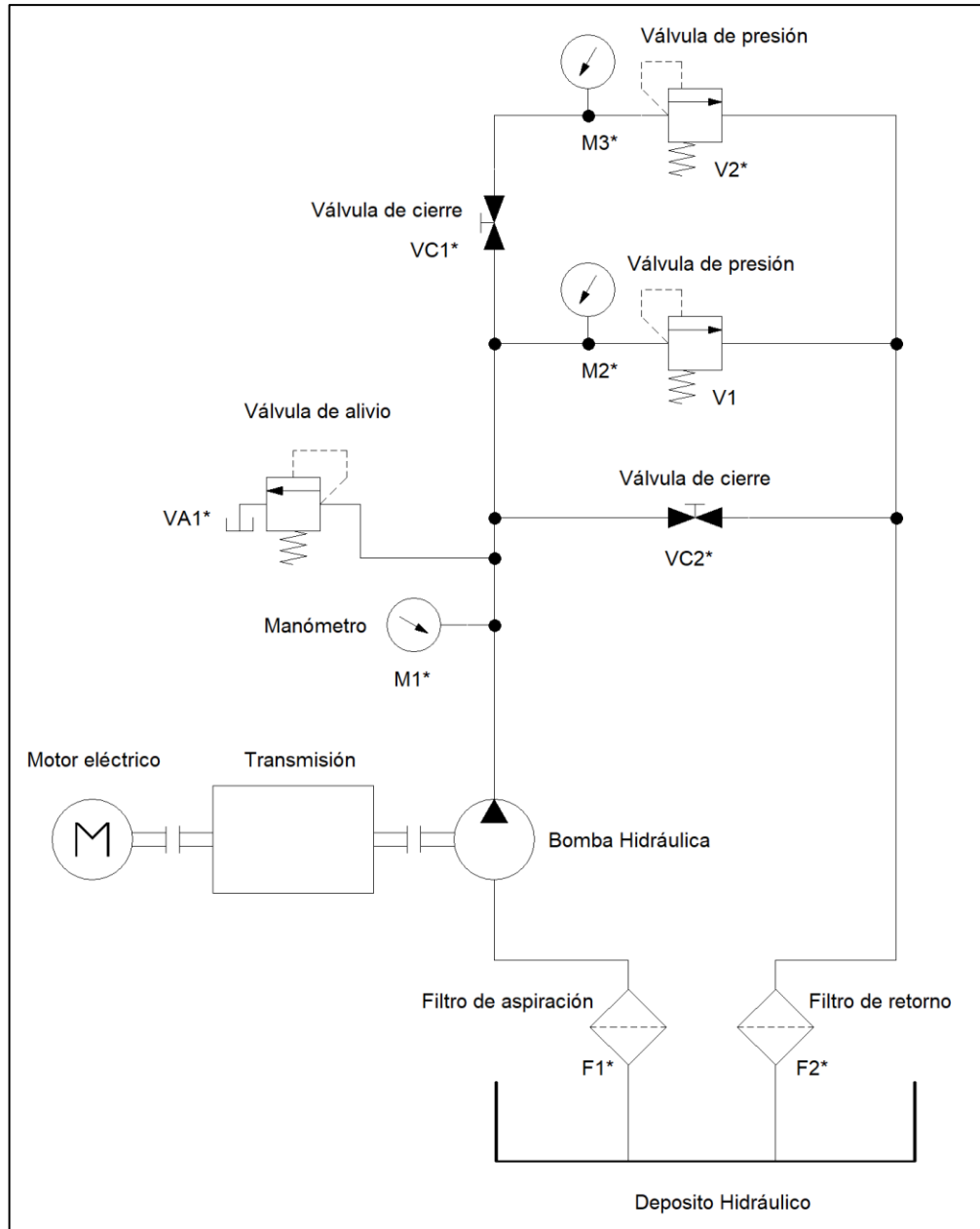
$$P_{media\ carga} = 175\ bar$$

Debido a que el banco de pruebas debe operar a plena carga y media carga, se plantean dos líneas de presión de trabajo, las cuales serán accionadas por una válvula de caudal, así mismo las presiones de trabajo serán reguladas por válvulas reguladoras de presión.

Así mismo también se considera una línea con válvula de alivio, el cual funcionara como línea de descarga ante una sobrepresión del sistema y una línea libre de carga el cual será accionada a través de una válvula de

cierre, para cuando se requiera liberar la carga hidráulica, mientras el motor eléctrico se encuentra en funcionamiento.

Figura 4:22 Esquema de circuito hidráulico del sistema



Selección de componentes hidráulicos

Selección de bomba hidráulica

En base a los parámetros de operación obtenidos, se selecciona el equipo de bomba hidráulica:

Tabla 4:21 Parámetros de selección de bomba

Cilindrada mínima	25.0 cm^3/rev
Rango de revoluciones	200 - 3000 RPM
Presión de operación	315.0 bar

Según ficha técnica, se selecciona la bomba de engranajes internos marca Rexroth, modelo PGH con N° de parte **PGH4-3X/025RE11WU2:**

Figura 4:23 Ficha técnica bomba de engranajes internos

Bomba a engranajes con dentado interior, cilindrada constante		RS 10227/2018-08 1/24 Reemplaza a: 12.10					
Tipo PGH							
Series constructivas 4 y 5 Serie del aparato: 3X Máxima presión de servicio 350 bar Máxima cilindrada 250 cm ³							
Datos técnicos (¡consúltelos en caso de utilizar el equipo fuera de los valores indicados!)							
Tamaño constructivo	TC	PGH4					
Tamaño nominal	TN	20	25	32	40	50	
Masa	m	kg	14	14,5	15	16	17
Rango de revoluciones ¹⁾	n_{min}	min ⁻¹	200	200	200	200	200
	n_{max}	min ⁻¹	3000	3000	3000	3000	3000
Cilindrada	V	cm ³	20,1	25,3	32,7	40,1	50,7
	q_v	l/min	28,9	36,3	46,9	57,6	72,8
Momento de inercia (sobre eje de accionamiento)	J	kgm ²	0,00037	0,00045	0,00055	0,00066	0,00081
Consumo de potencia P_{adm} kW							
Mín. potencia de accionamiento requerida (para $p \approx 1$ bar)			1,1	1,1	1,1	1,1	1,5
Máx. potencia de accionamiento admisible			35	44	56	61	66
Presión de servicio, absoluta			0,8 hasta 2 (brevemente en el arranque 0,6 bar)				
- Entrada		p	bar				
Presión nominal		p_N	bar				
- Salida, continua		Fluido HLP	315				
		Fluido especial ³⁾	220				
intermitente ⁴⁾		p_{max}	bar				
		Fluido HLP	350				
		Fluido especial ³⁾	245				
			210				

Fuente: Catálogo bombas de engranajes internos REXROTH

Según datos del equipo, se conoce el caudal y presión máxima de operación de la bomba:

$$Q_{m\acute{a}x} = 75.0 \text{ L}/\text{min}$$

$$P_{m\acute{a}x} = 350 \text{ bar}$$

También, se detallan los acoples de línea succión y presión de la bomba hidráulica:

Figura 4:24 Acoples de bomba hidráulica

Conexiones (medidas en mm [inch])

TC	TN	Agujeros / conexión de aspiración S	D1	D2	S1	S2	Agujeros / conexión de presión P	D3	D4	P1	P2
	020	1" 5000 PSI	Ø25 [Ø0.984]	M10; 18	52,4 [2.063]	26,2 [1.032]	3/4" 6000 PSI	Ø19 [Ø0.748]	M10; 18	50,8 [2.000]	23,8 [0.937]
	025	1 1/4" 4000 PSI	Ø32 [Ø1.260]	M10; 18	58,7 [2.311]	30,2 [1.189]	3/4" 6000 PSI	Ø19 [Ø0.748]	M10; 18	50,8 [2.000]	23,8 [0.937]
4	032	1 1/2" 3000 PSI	Ø38 [Ø1.496]	M12; 21	69,9 [2.752]	35,7 [1.406]	1" 6000 PSI	Ø25,4 [Ø1.000]	M12; 23	57,2 [2.252]	27,8 [1.094]
	040	1 1/2" 3000 PSI	Ø38 [Ø1.496]	M12; 21	69,9 [2.752]	35,7 [1.406]	1" 6000 PSI	Ø25,4 [Ø1.000]	M12; 23	57,2 [2.252]	27,8 [1.094]
	050	2" 3000 PSI	Ø51 [Ø2.008]	M12; 21	77,8 [3.063]	42,9 [1.689]	1" 6000 PSI	Ø25,4 [Ø1.000]	M12; 23	57,2 [2.252]	27,8 [1.094]

Fuente: Catálogo bombas de engranajes internos REXROTH

Selección de manguera hidráulica

El dimensionamiento del diámetro de las secciones de distribución en el sistema hidráulico depende del tipo de aplicación, presión y caudal que se requiere transportar, según Mott, se recomiendan las siguientes velocidades en las tuberías:

Tabla 4:22 Velocidad en líneas tuberías

Tipo de servicio	ft/s	m/s
Línea de succión	2 – 4	0.6 – 1.2
Línea de retorno	4 – 13	1.5 – 4.0
Línea de descarga	7 – 25	2.1 – 7.6

Según la bomba seleccionada, se conoce:

$$Q_{\text{máx}} = 75.0 \text{ L/min, para } n = 3000 \text{ RPM}$$

Se toman las velocidades para las líneas:

- Línea de succión: $v_{succión} = 1.20 \text{ m/s}$
- Línea de retorno: $v_{retorno} = 3.00 \text{ m/s}$
- Línea de descarga: $v_{descarga} = 6.00 \text{ m/s}$

Se sabe:

$$\phi = \sqrt{\frac{Q}{1.5 * \pi * v}}$$

($Q: L/min$; $v: m/s$)

Se calcula para cada línea de distribución:

Tabla 4:23 Diámetro de líneas tuberías

Tipo de servicio	ϕ
Línea de succión	3.64 cm \approx 1 1/2"
Línea de retorno	2.30 cm \approx 1"
Línea de descarga	1.63 cm \approx 3/4"

Para $\Delta P = 315 \text{ Bar}$, se selecciona:

Figura 4:25 Ficha técnica manguera hidráulica



Inicio / MANGUERAS HIDRÁULICAS / MANGUERA HIDRÁULICA R15 CON CUATRO/SEIS ALAMBRES EN ESPIRAL SAE100R15

MANGUERAS HIDRÁULICAS

MANGUERA HIDRÁULICA R15 CON CUATRO/SEIS ALAMBRES EN ESPIRAL SAE100R15

PRODUCTO IMPORTADO

Usado mayormente para el transporte de aceites hidráulicos, aire, líquidos tanto minerales como biológicos, mezclas de agua/aceite de extrema presión.

Su alta flexibilidad es debido a que cuenta con un caucho especial sintético resistente al calor, aceite y con propiedades de anti-envejecimiento.

Descripción

DETALLE TÉCNICO

Medida	Diametro interno	Diametro de refuerzo	Diametro externo	Presión de trabajo	Presión de ruptura	Radio de curvatura	Peso x MT	Longitud
Pulgada	mm	mm	mm	bar	bar	mm	kg	mt
3/4"	18.8	28.2	30.5	420	1680	265	1.76	50
1"	25.3	35.2	37.5	420	1680	330	2.93	50
1 1/4"	31.9	46.8	49.0	420	1680	445	3.80	40
1 1/2"	38.3	53.3	55.3	420	1680	530	5.05	40

Fuente: Catálogo de manguera hidráulica INMISAC

🔧 Selección de tanque hidráulico

El dimensionamiento del tanque hidráulico según el Manual de Hidráulica Industrial de Vickers, "Al equipo industrial se acostumbra proveerlo con un depósito que tengas dos o tres galones de líquido por cada galón por minuto (gpm) de desplazamiento de la bomba".

$$Q_{m\acute{a}x} = 75.0 \text{ L}/_{min} \langle \rangle 19.81 \text{ gpm}$$

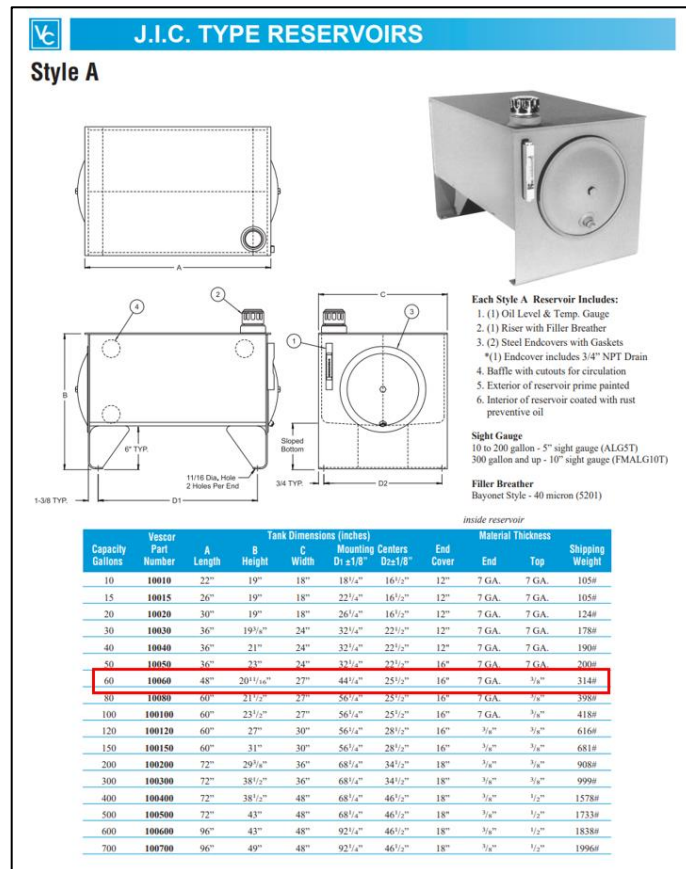
$$\text{Capacidad tanque} = 3 * Q_{m\acute{a}x}$$

$$\text{Capacidad tanque} = 3 * 19.81$$

$$\text{Capacidad tanque} = 59.43 \approx 60 \text{ galones}$$

Se selecciona el depósito hidráulico de 60 galones de la marca VESCOR:

Figura 4:26 Ficha técnica deposito hidráulico



Fuente: Catálogo de depósito hidráulico VESCOR

🔧 Selección de fluido hidráulico

La selección del fluido hidráulico se realiza en base a las recomendaciones del proveedor Rexroth, el cual hace referencia a la norma DIN 51524.

Se recomienda para la bomba seleccionada según su presión máxima de operación de 350 bar usar un aceite del tipo HLP:

Figura 4:27 Fluido hidráulico recomendado según bomba

Datos técnicos (¡consúltenos en caso de utilizar el equipo fuera de los valores indicados!)		
generales		
Tipo constructivo	Bomba a engranajes con dentado interior y compensación de huelgos	
Tipo de conexión	Brida SAE de 2 agujeros según ISO 3019-1 ó brida de 4 agujeros según VDMA 24560 e ISO 3019-2	
Conexión de tubería	Conexión por brida	
Carga sobre el eje	Fuerzas radiales y axiales (por ej. polea para correas) sólo previa consulta	
Sentido de rotación (mirando hacia el extremo de eje)	Hacia la derecha o hacia la izquierda (a pedido) – no variable!	
hidráulicos		
Fluido hidráulico	HLP – aceite mineral según DIN 51524 parte 2 HFC – soluciones acuosas de polímeros según DIN EN ISO 12922 ^{1) 2)} Versión de junta W HEES – fluidos hidráulicos según DIN ISO 15380 ¹⁾ HFD-U – fluidos hidráulicos según VDMA 24317 ¹⁾ , DIN EN ISO 12922 ¹⁾ Tener en cuenta nuestras prescripciones según catálogo RS 90220 Otros fluidos hidráulicos a pedido!	
Fluidos hidráulicos rango de temperatura	Fluido HLP °C	-10 hasta +80; para otras temperaturas, consultar!
	Fluidos hidráulicos especiales °C	-10 hasta +50; para otras temperaturas, consultar!
Rango de temperatura ambiente	°C	-20 hasta +60
Rango de viscosidad	mm ² /s	10 hasta 300 (hasta n = 1800 min ⁻¹) 10 hasta 100 (hasta n = 3000 min ⁻¹) Viscosidad de arranque admisible 2000 (400 hasta 1800 min ⁻¹)
Grado máximo admisible de impurezas del fluido clase de pureza según ISO 4406 (c)		Clase 20/18/15 ³⁾

Fuente: Catálogo bombas de engranajes internos REXROTH

Con un rango de viscosidad aceptable:

$$v_{operación} = 10 - 100 \text{ mm}^2/\text{s} \text{ a } 3000 \text{ RPM}$$

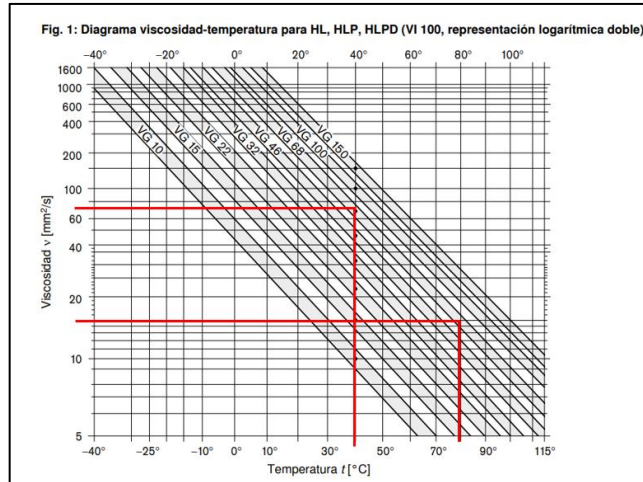
Considerando una temperatura de operación y máxima:

$$T_{operación} = 40 \text{ °C}$$

$$T_{máx} = 80 \text{ °C}$$

Se selecciona el aceite de grado de viscosidad VG68 de la marca SHELL, el cual se encuentra dentro del rango de operación:

Figura 4:28 Diagrama viscosidad-temperatura fluido hidráulico



Fuente: Catálogo bombas de engranajes internos REXROTH

Figura 4:29 Ficha técnica Shell Tellus S2 MX 68

Technical Data Sheet

- Mayor vida útil
- Máxima protección
- Mantiene la eficiencia del sistema
- Aplicaciones Industriales

Shell Tellus S2 MX 68

Fluido Hidráulico avanzado de altas prestaciones, basado en aceites base API Grupo II, especialmente indicado para aplicaciones Industriales de alta demanda.

Los aceites Shell Tellus S2 MX son fluidos hidráulicos de alto rendimiento basados en aceites de base API Grupo II que proporcionan protección y prestaciones sobresalientes en la mayoría de los equipos industriales y en muchos equipos móviles. Su alta resistencia a la oxidación y estabilidad térmica ayudan a prevenir la formación de depósitos y lacas que pueden disminuir la eficiencia de su sistema de transmisión hidráulica.

DESIGNED TO MEET CHALLENGES

Propiedades y ventajas

- **Larga vida útil del fluido - Ahorro de mantenimiento**

Los fluidos Shell Tellus S2 MX ayudan a prolongar los intervalos de mantenimiento del equipo al resistir la degradación térmica y química. Esto minimiza cualquier formación de lodos nocivos y proporciona una mayor fiabilidad y limpieza del sistema.

Shell Tellus S2 MX también ofrecen una buena estabilidad en presencia de humedad, lo que garantiza una larga vida útil del fluido y reduce el riesgo de corrosión y oxidación, incluso en sistemas hidráulicos en servicio intermitente: Arranques y paradas frecuentes.

Especificaciones, Aprobaciones & Recomendaciones

Shell Tellus S2 MX está diseñado para exceder los requisitos de:

- Bosch Rexroth RDE 90245: Fluido certificado y listado.
- Parker Denison (HF-0, HF-1, HF-2)
- Eaton E-FDGN-TB002-E
- Fives (Cincinnati Machine) P-69
- ISO 11158 (Fluido HM)
- DIN 51524 Parte 2 - Clase HLP
- ASTM D 6158-05 (Fluidos HM)
- Swedish Standard SS 15 54 34 AM

Para obtener una lista completa de las aprobaciones y recomendaciones de los fabricantes de equipos (OEM), consulte a

Características físicas típicas

Propiedades	Method	Shell Tellus S2 MX 68
Clase ISO / DIN		HM/HLP
Viscosidad Cinemática	@0°C cSt	1000
Viscosidad Cinemática	@40°C cSt	68
Viscosidad Cinemática	@100°C cSt	8.9
Índice de Viscosidad		ISO 2909 105
Densidad	@15°C kg/l	ISO 12185 0.860
Punto de Inflamación (COC)	°C	ISO 2592 230
Punto de Congelación	°C	ISO 3016 -24
Color		ASTM D1500 L0.5
Separación del Agua	minutos	ASTM D1401 20
Ensayo de vida TOST	horas	ASTM D943 5000

Fuente: Catálogo fluido hidráulico SHELL

Selección de filtro de succión

Se utiliza el catálogo proporcionado por el fabricante Stauff, se toma en consideración el diámetro de 1 ½” en la línea de aspiración, para la selección del elemento filtrante:

Figura 4:30 Ficha técnica filtro de succión

Cestillo de succión (tapa de poliamida)
Tipo SUS

Clave de pedido

SUS - 088-G24-140 - 125 - P - O

① Tipo
Cestillo de succión para conducto directamente al conducto de succión **SUS**

② Tamaño
Seleccione el "tamaño" en la columna correspondiente de las tablas de medidas.
El tamaño viene definido por el diámetro ØD1 de la tapa superior, la rosca de conexión (tipo/tamaño) y la longitud total (p. ej. 040-G06-075).

③ Material filtrante/Grado de filtración

Tejido metálico de acero fino, 125 µm (estándar de entrega)	125
Tejido metálico de acero fino, 60 µm	060
Tejido metálico de acero fino, 250 µm	250

Materiales/Grados de filtración alternativos a petición.

④ Material de la tapa superior (con rosca de conexión)

Poliamida (PA) reforzada con fibra de vidrio	P
Aluminio (solo en combinación con rosca de conexión NPT)	A

⑤ Válvula de bypass

Sin válvula de bypass (estándar de entrega)	O
Válvula de bypass integrada con una presión de apertura de 0,2 bar (3 PSI)	B0.2

Dimensiones y datos técnicos (modelo con rosca interior NPT)

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-N06-105	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

Fuente: Catálogo filtros hidráulicos STAUFF

Se selecciona el modelo SUS-088-N21-140-P-0 de la marca Stauff.

Selección de filtro de llenado y ventilación

Para el filtro de llenado se utiliza el catálogo proporcionado por el fabricante Stauff, el cual va a cumplir la función de filtrar el aceite en el llenado del depósito y así mismo cumplir la función de respiradero:

Figura 4:31 Ficha técnica tapa de llenado

Filtro de llenado y ventilación de plástico
Tipo SPBN
(Modelo compacto; versión de rosca o de bayoneta)

Clave de pedido

SPBN - 2 - 0 - 10 - B12 - 0 - D200

① Tipo ② Versión ③ Entrada de presión ④ Elemento del filtro de aire (material/grado de filtración) ⑤ Conexión ⑥ Pantalla protectora ⑦ Varilla de medición

① Tipo	Filtro de llenado y ventilación de plástico (versión compacta)	SPBN
② Versión	Díametro de tapa 70 mm (2.76 in)	2
③ Entrada de presión	Sin entrada de presión (estándar de entrega)	0
	Con entrada de presión de 0,2 bar / 3 PSI	B0.2
	Con entrada de presión de 0,35 bar / 5 PSI	B0.35
	Con entrada de presión de 0,7 bar / 10 PSI	B0.7
	Ver página 29 para obtener más información.	
④ Elemento del filtro de aire (material/grado de filtración)	10 µm espuma/PIR (estándar de entrega)	10
	40 µm espuma/PIR	40
	Materiales/grados de filtración alternativos a petición.	
⑤ Conexión	Versión de rosca; rosca exterior G3/4	B12
	Versión de rosca; rosca exterior 3/4 NPT	N12
	Versión de bayoneta; ventilador sin accesorios	BS
	Versión de bayoneta, ventilador con juego de adaptadores de rosca (incluidos brida de bayoneta, juntas y tornillos)	BM
	Versión de bayoneta; opción BS y criba de llenado metálica con diagrama de conexión de brida (80 mm / 3.15 in)	S080
	Versión de bayoneta; opción BS y criba de llenado metálica con diagrama de conexión de brida (100 mm / 3.94 in)	S100
	Versión de bayoneta; opción BS y criba de llenado metálica con diagrama de conexión de brida (150 mm / 5.91 in)	S150
	Versión de bayoneta; opción BS y criba de llenado metálica con diagrama de conexión de brida (200 mm / 7.87 in)	S200
	Versión de bayoneta; opción BS y criba de llenado de plástico con diagrama de conexión de brida (95 mm / 3.74 in)	S095P
⑥ Pantalla protectora	Con pantalla protectora	A
	Sin pantalla protectora (estándar de entrega)	0
⑦ Varilla de medición	Varilla de medición de plástico (200 mm / 7.88 in) con pantalla protectora integrada	D200
	Varilla de medición de plástico (300 mm / 11.81 in) con pantalla protectora integrada	D300
	Varilla de medición de plástico (300 mm / 11.81 in) con imán integrado	D300M
	Sin varilla de medición	-

El cliente puede acortar las varillas de medición a longitudes individuales. Ver página 26 para obtener más información.

Fuente: Catálogo filtros hidráulicos STAUFF

Se selecciona el modelo SPBN-2-0-10-S080-0 de la marca Stauff.

Selección de filtro de retorno

Según catalogo del fabricante Stauff, se selecciona el grado de filtración según la aplicación:

Figura 4:32 Grado de filtración recomendado

Grados de pureza recomendados para aplicaciones hidráulicas			
(documentación amplia SCCP - STAUFF Contamination Control Program, ver página 15)			
Tipo	Componentes	ISO 4406 Code	Grado de filtración recomendado
Bomba	Bomba de pistón (marcha lenta)	22/20/16	20 µm
	Bomba de engranajes	19/17/15	20 µm
	Compresor rotativo de paletas	18/16/14	5 µm
	Bomba de pistón (marcha rápida)	17/15/13	5 µm
Modelo de motor	Motor de engranaje	20/18/15	20 µm
	Motor de paletas	19/17/14	10 µm
	Motor de pistones radiales	19/17/13	10 µm
	Motor de pistones axiales	18/16/13	5 µm
Válvulas	Válvula distribuidora	20/18/15	20 µm
	Válvula de retención	20/18/15	20 µm
	Válvula lógica	20/18/15	20 µm
	Válvula	20/18/15	20 µm
	Válvula reguladora de presión	19/17/14	10 µm
	Válvula de regulación	19/17/14	10 µm
	Sistema hidráulico estándar <100 bar / <1450 PSI	19/17/14	10 µm
	Válvula proporcional	18/16/13	5 µm
Accionamiento	Servoválvula <210 bar / <3045 PSI	16/14/11	3 µm
	Servoválvula >210 bar / >3045 PSI	15/13/10	3 µm
	Cilindro	20/18/15	20 µm

Fuente: Catálogo filtros hidráulicos STAUFF

En base al grado de filtración y los parámetros hidráulicos,

Tabla 4:24 Parámetros para selección de filtro de retorno

Caudal máximo	75.0 L/min
Fluido hidráulico	TELLUS S2 MX 68
Viscosidad cinemática	68.0 mm^2/s
Densidad	0.86 kg/dm^3
Grado de filtración	20.0 μm

Se preselecciona la carcasa y elemento filtrante:

- Carcasa de filtro: RF-030-A-20-B-N16-V
- Elemento filtrante: RE-030-A-20-B

Figura 4:33 Ficha técnica de carcasa filtro de retorno

RF - 070 - G - 10 - B - G24 - G42NO - D - O - L1 / X

① ② ③ ④ ⑤ ⑥ ⑦ ⑧ ⑨ ⑩ ⑪

① Tipo
Filtro de retorno **RF**

② Tamaño

Caudal nominal	Tamaño nominal
60 l/min / 1.6 US GPM	014
110 l/min / 30 US GPM	030
160 l/min / 45 US GPM	045
240 l/min / 70 US GPM	070
330 l/min / 90 US GPM	090
500 l/min / 130 US GPM	130

Nota: El valor característico exacto del flujo depende del elemento filtrante seleccionado, ver páginas 75 / 76.

③ Material filtrante

Material	Colapso Δp* máx.	Grados de filtración disponibles	Código
Sin elemento filtrante	-	-	O
Tela no tejida de fibra de vidrio	25 bar / 363 PSI	5, 10, 20	G
Tela no tejida de acero fino	30 bar / 435 PSI	5, 10, 20	A
Papel filtrante	10 bar / 145 PSI	10, 20	N
Tela de acero	30 bar / 435 PSI	25, 50, 100, 200	S

Nota: *Resistencia al colapso y estallido ISO 2941. Otros materiales de filtro a petición.

④ Grado de filtración

Grado de filtración	Código
3 µm	03
5 µm	05
10 µm	10
20 µm	20
50 µm	50
100 µm	100
200 µm	200

Nota: Otros grados de filtración a petición

⑤ Material de la junta

NBR (Buna®)	B
FKM (Vitón®)	V
EPDM	E

Nota: Otros materiales de junta a petición.

⑥ Cubo de filtrado de salida

Tamaño	Rosca	Código
todos	Sin rosca (salida estándar)	O
014 / 030	1" BSP / 1" NPT	G16 / R16
045 / 070	1 1/4" BSP / 1 1/4" NPT	G20 / N20
90 / 130	1 1/2" BSP / 1 1/2" NPT	G24 / N24

⑦ Tipo de conexión

Tipo de conexión	Tipo de rosca	Tamaño	Código	Tamaño	Código	Tamaño	Código	Tamaño	Código	Tamaño	Código
ESP	-	3/4	G12	1	G16	1-1/4	G20	1-1/2	G24	2	G32
		1/2	G08	1/2	G08	1-1/2	G24	2	G32	2	G32
		1	G16	3/4	G12	-	-	1-1/2	G24	1-1/2	G24
NPT	-	3/4	N12	1	N16	1-1/4	N20	1-1/2	N24	2	N32
		1	N16	3/4	N12	1-1/2	N24	1-1/4	N20	1-1/2	N24
Rosca de junta técnica SAE	-	1-1/16	U12	1-5/16	U16	1-5/8	U20	1-7/8	U24	1-7/8	U24
Rosca de junta técnica SAE	-	1-5/16	U16	1-1/16	U12	1-3/8	U24	1-5/8	U20	1-5/8	U20
Brida SAE 3000 PSI	política	-	-	-	-	-	-	2	C332M	2	C332M
Brida SAE 3000 PSI	UNC	-	-	-	-	-	-	2	C332U	2	C332U

Nota: Se debe dar preferencia a los tipos en negrita.

⑧ Indicador de suciedad

Sin indicador de suciedad	O
Indicador óptico de suciedad	V
Interruptor de valores límite 42 V, NU	G42NU
Interruptor de valores límite 42 V, NC	G42NC
Interruptor de valores límite 110 V ... 230 V, Inversor (solo para Code W)	G230

⑨ Opción de indicador de suciedad

Tapon de cierre	O
M12 x 1.5	M12
Conector AMP	A
Conector Deutsch	D
Conexión con caperuza	S
Conexión con conector acodado de PA (solo para Code G230)	W

⑩ Equipamiento adicional

Sin conexión de aceite de fuga	Posición*	Código
Sin conexión de aceite de fuga	-	sin
Conexión de aceite de fuga	1, 2	L

Nota: *Posición de la conexión de aceite de fuga, ver página 70. Sin datos: Montaje central sobre tapa de filtro.

⑪ Número de serie

Solo como información	X
-----------------------	----------

Fuente: Catálogo filtros hidráulicos STAUFF

Figura 4:34 Ficha técnica elemento filtrante de filtro de retorno

Elementos filtrantes • Tipo RE

RE - 014 - G - 10 - B / X

① ② ③ ④ ⑤ ⑥

① **Tipo**
Serie de elementos filtrantes: **RE**

② **Tamaño**
Carcasa de filtro correspondiente

③ **Material filtrante**

Material	Colapso Δp ² máx.	Grados de filtración disponibles	Código
Tela no tejida de fibra de vidrio	25 bar / 363 PSI	3, 5, 10, 20	G
Tela no tejida de acero fino	30 bar / 435 PSI		A
Papel filtrante	10 bar / 145 PSI	10, 20	N
Tela de acero fino	30 bar / 435 PSI	25, 50, 100, 200	S

Nota: *Resistencia al colapso y estándar ISO 2941.
Otros materiales de filtro a petición.

④ **Grado de filtración**

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


Nota: Otros grados de filtración a petición

⑤ **Material de la junta**

NBR (Buna®)	B
FKM (Viton®)	V
EPDM	E

Nota: Otros materiales de junta a petición.

⑥ **Número de serie**
Solo como información: **X**



Tipo RF

- Cubo de filtrado con racor roscado (p. ej. para distribuidores de contraflujo SRV) o conexión de aceite de fuga
- Presión de servicio: máx. 16 bar / 232 PSI
- Caudal nominal: máx. 500 l/min / 130 US GPM
- Material: cabezal de filtro de aluminio, cubo de filtrado de PA
- Conexiones: a elegir BSP, NPT, rosca SAE o brida SAE (ISO 6162-1)

Fuente: Catálogo filtros hidráulicos STAUFF

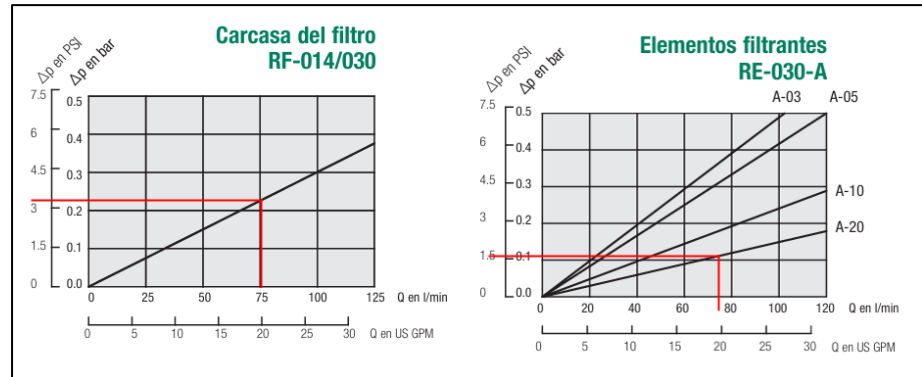
Se realiza la validación de selección, según instrucciones del fabricante, se debe verificar que el elemento filtrante cumpla los requisitos de presión:

$$\Delta p_{total} = \frac{\rho}{0.86} * 0.23 + \frac{\rho}{0.86} * \frac{v}{30} * 0.28$$

$$\Delta p_{total} \leq 0.5 \text{ bar (filtro de retorno)}$$

De las curvas de operación, proporcionadas por el fabricante, se obtienen:

Figura 4:35 Curvas de operación de filtro de retorno



Fuente: Catálogo filtros hidráulicos STAUFF

$$\Delta p_{carc} = 0.23 \text{ bar}$$

$$\Delta p_{elem} = 0.11 \text{ bar}$$

$$\Delta p_{total} = \frac{0.86}{0.86} * 0.23 + \frac{0.86}{0.86} * \frac{68}{30} * 0.11$$

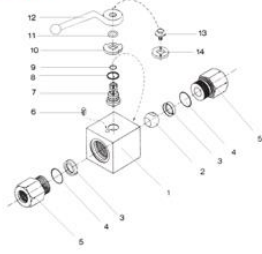
$$\Delta p_{total} = 0.48 \text{ bar} \leq 0.5 \text{ bar} , \text{ sí cumple}$$

Selección de válvula de caudal

Se realiza la selección de la válvula de caudal de tipo bola, debido a que se requiere realizar un cierre rápido y completo del fluido:

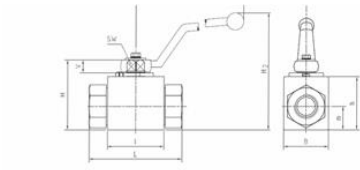
Figura 4:36 Ficha de tamaño de válvula de bola

Válvula de bola en bloque para alta presión • Tipo BBV-2



Lista de piezas

N.º	Uds.	Descripción
1	1	Carcasa
2	1	Bola
3*	2	Asiento de bola
4*	2	Junta tórica (unión roscada)
5	2	Unión roscada
6	1	Espiga de tope
7	1	Árbol de embrague
8*	1	Arandela de tope
9*	1	Junta tórica (árbol de embrague)
10	1	Espiga de tope
11	1	Aro de retención
12	1	Empuñadura de conexión
13	1	Tornillo (árbol de embrague)
14	1	Indicación de sentido de la circulación



Rosca interior NPT (ANSI B1.20.1)

El estándar de entrega representado en la tabla contiene los siguientes materiales para esta serie:

- Carcasa, bola y eje: Acero
- Empuñ. conexión: Cinc (tamaños STAUFF 02 hasta 08) / Acero (tamaños STAUFF 12 hasta 24R)
- Asiento de bola: Delrin® (POM)
- Juntas tóricas: FKM (Viton®)

STAUFF Tamaño	Tamaño conex. d	Díametro nom. DN	LW	L	I	B	H	h	m	V	SW	K	i	H2	Presión nom. (MPa)	Peso (kg)	Designac. pedido (Estándar de entrega)
02	1/8-27 NPT	4	.20	2.70	1.57	1.02	1.84	1.29	.53	.43	.35	4.50	.41	3.23	7250	.66	BBV-2-N02-0001-M
04	1/4-18 NPT	6	.23	2.70	1.57	1.02	1.84	1.29	.53	.43	.35	4.50	.54	3.23	7250	.88	BBV-2-N04-0001-M
06	3/8-18 NPT	10	.39	2.82	1.68	1.25	2.04	1.49	.69	.43	.35	4.50	.53	3.43	7250	1.10	BBV-2-N06-0001-M
08	1/2-14 NPT	13	.51	3.25	1.88	1.37	2.11	1.57	.74	.43	.35	4.50	.67	3.50	7250	1.65	BBV-2-N08-0001-M
12	3/4-14 NPT	20	.78	3.72	2.43	1.92	2.94	2.23	.96	.55	.55	6.69	.72	4.96	6000	3.57	BBV-2-N12-0001-M
16	1-11-1/2 NPT	25	.98	4.42	2.58	2.27	3.25	2.55	1.16	.55	.55	6.69	.85	5.28	4500	5.06	BBV-2-N16-0001-M
16	1-11-1/2 NPT	25	.98	4.42	2.91	2.76	3.46	2.76	1.36	.55	.55	6.69	.78	5.47	6000	6.97	BBV-2-N16-0001-H
20R	1-1/4-11-1/2 NPT	25/32	.98	4.70	2.58	2.27	3.25	2.55	1.16	.55	.55	6.69	.87	5.28	4500	5.52	BBV-2-N20R-0001-M
24R	1-1/2-11-1/2 NPT	25/40	.98	5.09	2.58	2.27	3.25	2.55	1.16	.55	.55	6.69	.87	5.28	3600	5.94	BBV-2-N24R-0001-M

Fuente: Catálogo válvulas de caudal STAUFF

Figura 4:37 Ficha técnica de válvula de bola

Características de producto		
Válvulas de bola en bloque para alta presión de dos vías, concebidas como válvulas de cierre para aplicaciones hidráulicas		
Modelo estándar <ul style="list-style-type: none"> Modelo en bloque para el montaje en tuberías Equipadas con empuñadura de conexión de corona 	Conexiones/tamaños de conexión estándar <ul style="list-style-type: none"> Rosca interior BSP (DIN ISO 228) >G 1-1/2 BSP Rosca interior NPT (ANSI B1.20.1) >1-1/2-11-1/2 NPT Rosca interior UNUNF (SAE J 514) >1-7/8-12 U (1-1/2" SAE) Conexión ORFS (ISO 8434-3) >1-11/16-12 UN Conexión cónica de 24° (DIN 2353 / ISO 8434-1) >42L Conexión cónica de 24° (DIN 2353 / ISO 8434-1) >38S 	Opciones/Accesorios <ul style="list-style-type: none"> Materiales/modulos de mangos alternativos (ver página 114) Mecanismos de cierre (ver páginas 115-117) Mandos de accionamiento (ver página 118) Commutador de proximidad/fin de carrera (ver página 118) Orificios/roscas de fijación (ver página 119) Carcasa de acero fino Bola y árbol de embrague de acero fino Materiales alternativos para asientos y juntas para temperaturas más altas o agentes agresivos Juegos de juntas (en los componentes de arriba marcados con *)
Materiales estándar <ul style="list-style-type: none"> Carcasa: Acero, revestimiento de cinc/hierro Bola: Acero, cromado duro Eje: Acero Empuñ. conexión: Cinc (tamaños STAUFF 02 hasta 08) Aluminio (tamaño STAUFF 10) Acero (tamaños STAUFF 12 hasta 24R) Asiento de bola: Delrin® (POM) Juntas tóricas: FKM (Viton®) 	Rango de presión <ul style="list-style-type: none"> Rango de presión: hasta 500 bar / 7250 PSI (en función del tamaño nominal y de los materiales seleccionados) 	
	Margen de temperaturas <ul style="list-style-type: none"> Margen de uso de temperaturas: -20°C ... +100°C / -4°F ... +212°F 	
Clave de pedido		
BBV - 2 - G 02 - 0 0 0 1 - M - -		
① ② ③ ④ ⑤ ⑥ ⑦ ⑧ ⑨ ⑩ ⑪		
① Tipo Válvula de bola en bloque para alta presión BBV	⑤ Materiales/Superficie: Carcasa Acero, revestimiento de cinc/hierro 0 Acero, revestimiento de cinc/niquel 8 Acero fino V4A (AISI 316Ti) 1	⑨ Llaves de fabricación Llaves de fabricación para todo tipo de conexiones M Llaves de fabricación para variante de alta presión G, N y U (tamaño STAUFF 16) H
② Número de conexiones 2 conexiones (válvula de bola de dos vías) 2	Materiales/superficies alternativos a petición. Póngase en contacto con STAUFF.	⑩ Opciones de empuñadura de conexión Con empuñadura de conexión estándar conforme a la tabla de medidas correspondiente — Sin empuñadura de conexión 0
③ Tipo de conexión Rosca interior BSP (DIN ISO 228) G Rosca interior NPT (ANSI B1.20.1) N Rosca interior UNUNF (SAE J 514) U Conexión ORFS (ISO 8434-3) ORFS Conexión cónica de 24° (serie ligera/pesada) —	④ Material: Bola/Árbol de embrague Bola: acero, cromado duro 0 Eje: acero 0 Bola/Eje: acero fino V4A (AISI 316Ti) 1 Bola: latón, cromado duro 2 Eje: acero 2	Las empuñaduras de conexión se pueden pedir por separado. Ver la página 114 para obtener más información.
Póngase en contacto con STAUFF para otros tipos de conexión.	Materiales/superficies alternativos a petición. Póngase en contacto con STAUFF.	⑪ Opciones/Accesorios Sin accesorios — Con mecanismo de cierre LD1 LD1 Con mecanismo de cierre LD2 LD2 Con mecanismo de cierre LD3 LD3 Con mecanismo de cierre LD4 LD4
④ Tamaño de la conexión Tamaño STAUFF (conforme a la tabla de medidas) para los tipos de conexión G, N, U y ORFS: 02 04 06 08 10 12 16 20R 24R Medida de tubo (conforme a tabla de medidas) para conexión cónica de 24° (serie ligera): 06L 08L 10L 12L 15L 18L 22L 28L 35L 42L Medida de tubo (conforme a tabla de medidas) para conexión cónica de 24° (serie pesada): 06S 08S 10S 12S 14S 16S 20S 25S 30S 38S	⑦ Material: Asiento de bola Delrin® (POM) 0	Ver páginas 115-119 para más informaciones y opciones.
Póngase en contacto con STAUFF para otros tamaños de conexión.	Materiales alternativos a petición. Póngase en contacto con STAUFF.	
	⑧ Material: Juntas tóricas NBR (Buna-N®) 0 FKM (Viton®) 1 EPDM 3	

Fuente: Catálogo válvulas de caudal STAUFF

Empleando el catálogo del fabricante Stauff, se selecciona la válvula de bola de modelo BBV-2-N16-0001-H.

🔧 Selección válvula reguladora de presión

Para la selección de la válvula reguladora de presión se considera los siguientes parámetros de diseño:

Tabla 4:25 Parámetros para selección de válvula de presión

Caudal máximo	75.0 L/min
----------------------	----------------------

Rango de presión	175 – 315 <i>bar</i>
Diámetro de línea	Ø 3/4"

Se emplea el catálogo proporcionado por el fabricante HAWE:

Figura 4:38 Ficha tamaño válvula de presión

1 Vista general Válvula limitadora de presión del tipo MV., SV., DMV..

Las válvulas limitadoras de presión pertenecen al grupo de las válvulas de presión. Evitan que se sobrepase la presión máxima permitida del sistema o limitan la presión de trabajo.

Las válvulas de secuencia permiten generar una diferencia de presión constante entre la entrada y salida del caudal de paso.


Los tipos MV., SV., DMV. son válvulas controladas directamente y que cuentan con amortiguación de serie.

Propiedades y ventajas


- Presiones de servicio que alcanzan hasta 700 bar
- Distintas posibilidades de regulación
- Múltiples diseños

Ámbitos de aplicación


- Sistemas hidráulicos en general
- Bancos de ensayo
- Herramientas hidráulicas




Tipo MV, MVS, MVCS




Tipo MVE



Tipo MVP



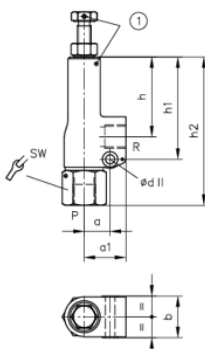
Tipo SV, SVC



Tipo DMV, DMVN

4.2 MVS

MVS 4, MVS 5, MVS 6






SW = entrecaras

1 Precintable

Tamaño	a	a1	b	h	h1	h2	Ød	SW
4	15	24	24	46	59	85,5	5,5	22
5	18	30	29	49	66	95	6,5	27
6	20	35	36	62	82	117	6,5	32

Fuente: Catálogo válvulas de presión HAWE

Figura 4:39 Ficha técnica válvula de presión

2.1 Modelo básico y tamaño							
Tipo	Tamaño	Descripción	Conexiones (ISO 228-1)	Márgenes de presión disponibles Capítulo 2.2	Presión Pmáx. (bar)	Ajustes disponibles Capítulo 2.3	Símbolo de circuito
Válvula limitadora de presión y válvula de secuencia							
MVS	41	Válvula angular para el montaje de tuberías	G 1/4	A, B, C, E, F	P: 700 R: 500	Sin código, R	
	42		G 3/8				
	52		G 3/8				
	53		G 1/2				
	63		G 1/2				
	64		G 3/4	B, C, E	P: 400 R: 400		
	84		G 3/4				
85	G 1						
2.2 Margen de presión y caudal							
Código	Presión Pmáx. (bar)	Ajuste de presión de fábrica (bar) **	Caudal Qmáx. (l/min)				
			Tamaño				
			4	5	6	8	
A	140 - 700	450	12	20	40	--	
B	100 - 500 (400 ')	400	20	40	75	160	
C	60 - 315	315					
E	30 - 160	160					
F	5 - 80	80					
						--	
2.3 Ajuste							
Código	Descripción	Símbolo de circuito					
Sin código	De ajuste fijo, regulable con herramienta						
R	Regulable manualmente (Tornillo de mariposa + tuerca de mariposa)						
V	Pomo giratorio (autobloqueante)						
2.4 Amortiguación							
Código	Descripción						
Sin código	Con amortiguación (de serie)						
X	Sin amortiguación						

Fuente: Catálogo válvulas de presión HAWE

Se selecciona la válvula reguladora de presión de modelo **MVS 64-C-V-X**.

Selección de válvula limitadora de presión

Para la selección de la válvula de seguridad o de alivio, se tomarán en cuenta los siguientes parámetros de diseño:

Tabla 4.26. Parámetros para selección de válvula de alivio

Caudal máximo	75.0 <i>L/min</i>
Presión máxima	350 <i>bar</i>
Diámetro de línea	Ø 3/4"

Se emplea el catálogo proporcionado por el fabricante HAWE:

Figura 4:40 Ficha tamaño válvula de alivio

1 Vista general Válvula limitadora de presión del tipo MV., SV., DMV..

Las válvulas limitadoras de presión pertenecen al grupo de las válvulas de presión. Evitan que se sobrepase la presión máxima permitida del sistema o limitan la presión de trabajo.

Las válvulas de secuencia permiten generar una diferencia de presión constante entre la entrada y salida del caudal de paso.


Los tipos MV., SV., DMV.. son válvulas controladas directamente y que cuentan con amortiguación de serie.

Propiedades y ventajas


- Presiones de servicio que alcanzan hasta 700 bar
- Distintas posibilidades de regulación
- Múltiples diseños

Ámbitos de aplicación


- Sistemas hidráulicos en general
- Bancos de ensayo
- Herramientas hidráulicas




Tipo MV, MVS, MVCS




Tipo MVE



Tipo MVP

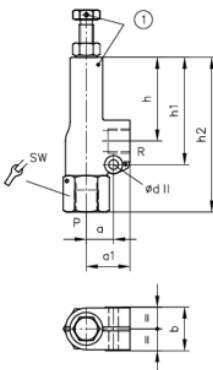


Tipo SV, SVC



Tipo DMV, DMVN





4.1 MV



Tamaño	a	a1	b	h	h1	h2	∅d	SW
4	15	24	24	46	59	85	5,3	22
5	18	30	29	49	66	95	6,4	27
6	20	35	36	62	82	117	6,4	32

Fuente: Catálogo válvulas de presión HAWE

Figura 4:41 Ficha técnica válvula de alivio

2.1 Modelo básico y tamaño							
Tipo	Tamaño	Descripción	Conexiones (ISO 228-1)	Márgenes de presión disponibles Capítulo 2.2	Presión p _{máx.} (bar)	Ajustes disponibles Capítulo 2.3	Símbolo de circuito
Válvula limitadora de presión							
MV	41	Válvula angular para el montaje de tuberías	G 1/4	A, B, C, E, F	P: 700 R: 20	Sin código, R, V	
	42		G 3/8				
	52		G 3/8				
	53		G 1/2				
	63		G 1/2				
	64		G 3/4				
2.2 Margen de presión y caudal							
Código	Presión p _{máx.} (bar)	Ajuste de presión de fábrica (bar) **	Caudal Q _{máx.} (l/min)				
			Tamaño				
			4	5	6	8	
A	140 - 700	450	12	20	40	--	
B	100 - 500 (400 *)	400					
C	60 - 315	315	20	40	75	160	
E	30 - 160	160					
F	5 - 80	80				--	
2.3 Ajuste							
Código	Descripción	Símbolo de circuito					
Sin código	De ajuste fijo, regulable con herramienta						
R	Regulable manualmente (Tornillo de mariposa + tuerca de mariposa)						
V	Pomo giratorio (autobloqueante)						
2.4 Amortiguación							
Código	Descripción						
Sin código	Con amortiguación (de serie)						
X	Sin amortiguación						

Fuente: Catálogo válvulas de presión HAWE

Se selecciona la válvula de seguridad de modelo MV 64-B-V-X.

Selección de manómetro hidráulico

Se considera para selección de los manómetros hidráulicos:


Tabla 4:27 Parámetros para selección de manómetro

Rango de presión	0 – 350 bar
------------------	-------------

Se utiliza el catálogo proporcionado por el fabricante Stauff:

Figura 4:42 Ficha técnica manómetro analógico

Manómetro (analógico) • Tipo SPG



Manómetro (analógico) Tipo SPG (conexión abajo) Manómetro (analógico) Tipo SPG (conexión posterior)

Clave de pedido

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

① ② ③ ④ ⑤ ⑥ ⑦

① Serie y tipo

Manómetro de acero fino **SPG**

② Tamaño

Ø 63 mm, con conexión G1/4 o 1/4 NPT **063**

Ø 100 mm, con conexión G1/2 o 1/2 NPT **100**

③ Margen de presión

Margen de presión solo en el modelo 01 - bar/PSI	Clave	Margen de presión solo en el modelo 05 - bar/PSI	Clave
-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

Nota: Otros a petición. Los datos se refieren a la unidad de presión correspondiente de la escala exterior.

④ Modelo de la placa de escala

bar / PSI (bar exterior/PSI interior - estándar de entrega) **01**

bar **02**

PSI **03**

PSI / bar (PSI exterior/bar interior) **05**

kPa / PSI (kPa exterior/PSI interior) **10**

Nota: otros a petición.

⑥ Conexión a proceso

G1/4 (solo SPG-063) **B04**

G1/2 (solo SPG-100) **B08**

1/4 NPT (solo SPG-063) **N04**

1/2 NPT (solo SPG-100) **N08**

7/16-20 UNF (solo SPG-063) **U04**

Nota: Otros a petición.

⑤ Conexión

Conexión abajo **S**

Conexión arriba **P**

⑦ Accesorios

Sin accesorios **(sin)**

Fijación por abrazadera **U**

Borde de fijación delante (solo para la conexión posterior) **F**

Borde de fijación detrás **R**

Fijación por abrazadera y borde de fijación delante (solo para la conexión posterior) **UF**

Caperuza de goma (solo para la conexión inferior) **G**

Fuente: Catálogo accesorios hidráulicos MENAUTT

Se selecciona el manómetro de modelo SPG-100-00400-01-S-N08.

Análisis económico de la rentabilidad del proyecto

Se realiza un análisis económico para evaluar la relación costo-beneficio del banco de pruebas. Este análisis utiliza el Valor Actual Neto (VAN), la Tasa Interna de Retorno (TIR) y el Índice de Rentabilidad (IR), herramientas financieras que son clave para determinar la viabilidad y rentabilidad de un proyecto de inversión.

➤ **Análisis del escenario del caso de estudio**

Se realiza un caso de estudio para una empresa especializada en el alquiler de grúas torre en el sector inmobiliario de Lima, Perú. La empresa opera con una flota de 24 grúas torre con una capacidad de 5 toneladas, distribuidas en proyectos en diferentes puntos de la capital. Estos equipos pasan por un mantenimiento anual, en donde se revisa exhaustivamente el sistema de elevación por su alta criticidad. En caso de que la empresa necesite realizar una prueba con carga para evaluar el estado del motor de elevación mediante un servicio externo, dicho servicio tiene un costo aproximado de \$ 750.

➤ **Costos de materiales del banco de pruebas**

Se calcula el costo por los materiales del banco para determinar el monto de inversión del proyecto, adicionalmente se considera un costo por mantenimiento del equipo de \$ 2000 por año:

Tabla 4:28 Costos de materiales del banco

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANT	UM	COSTO UN	COSTO TOTAL
1	Correa de transmisión	1	UN	\$ 21.94	\$ 21.94
2	Polea conductora	1	UN	\$ 150.00	\$ 150.00
3	Polea conducida	1	UN	\$ 170.00	\$ 170.00
4	Buje polea conductora	1	UN	\$ 35.00	\$ 35.00
5	Buje polea conducida	1	UN	\$ 30.00	\$ 30.00
6	Bomba de engranajes internos	1	UN	\$ 340.00	\$ 340.00
7	Manguera hidráulica línea descarga	1	UN	\$ 58.70	\$ 58.70

8	Manguera hidráulica línea retorno	1	UN	\$	75.77	\$	75.77
9	Manguera hidráulica línea succión	1	UN	\$	218.78	\$	218.78
10	Deposito hidráulico	1	UN	\$	1,640.00	\$	1,640.00
11	Aceite hidráulico (60 galones)	1	UN	\$	924.00	\$	924.00
12	Filtro de succión	1	UN	\$	52.00	\$	52.00
13	Filtro de llenado	1	UN	\$	32.13	\$	32.13
14	Filtro de retorno	1	UN	\$	353.00	\$	353.00
15	Válvula de bola	2	UN	\$	121.05	\$	242.10
16	Válvula reguladora de presión	2	UN	\$	159.00	\$	318.00
17	Válvula limitadora de presión	1	UN	\$	159.00	\$	159.00
18	Manómetro hidráulico	1	UN	\$	32.89	\$	32.89
SUB TOTAL						\$	4,853.32
OTROS COSTOS (10%)						\$	485.33
TOTAL						\$	5,338.65

➤ **Valor actual neto (VAN)**

El análisis de retorno de inversión se calcula para 3 cuatrimestres considerando una tasa promedio de descuento anual según la SBS del 9.2%:

Costo de inversión: \$ 5 338.65

Costo cuatrimestral por servicio externo: $\frac{24 * \$750}{4} = \$ 4 500$

Costo cuatrimestral por mantenimiento: $\frac{\$2000}{4} = \$ 500$

Tasa cuatrimestral de descuento: $(1 + 0.092)^{4/12} - 1 = 2.98\%$

Tabla 4:29 Flujo de caja del proyecto de inversión

FLUJO DE CAJA				
CUATRIMESTRE	0	1	2	3
INGRESOS	INVERSIÓN	TERCERIZACIÓN	TERCERIZACIÓN	TERCERIZACIÓN
MONTO	-\$5,338.65	\$4,500.00	\$4,500.00	\$4,500.00
TOTAL INGRESOS	-\$5,338.65	\$4,500.00	\$4,500.00	\$4,500.00
EGRESOS		MANTENIMIENTO	MANTENIMIENTO	MANTENIMIENTO
MONTO		-\$500.00	-\$500.00	-\$500.00
TOTAL EGRESOS		-\$500.00	-\$500.00	-\$500.00

INGRESO NETO	-\$5,338.65	\$4,000.00	\$4,000.00	\$4,000.00
---------------------	-------------	------------	------------	------------

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

$$VAN = -5,338.65 + \frac{4000}{(1+0.03)^1} + \frac{4000}{(1+0.03)^2} + \frac{4000}{(1+0.03)^3}$$

$$VAN = -5,338.65 + 3,884.36 + 3,772.06 + 3,663.00$$

$$VAN = \$ 5,980.77$$

➤ **Tasa interna de retorno (TIR)**

En base al flujo de caja se determina:

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

Para una tasa del 50% ($k = 0.5$):

$$0 = -5,338.65 + \frac{4000}{(1+0.5)^1} + \frac{4000}{(1+0.5)^2} + \frac{4000}{(1+0.5)^3}$$

$$0 = -5,338.65 + 2,666.67 + 1,777.78 + 1,185.19$$

$$0 = \$ 290.98$$

Para una tasa del 60% ($k = 0.6$):

$$0 = -5,338.65 + \frac{4000}{(1+0.6)^1} + \frac{4000}{(1+0.6)^2} + \frac{4000}{(1+0.6)^3}$$

$$0 = -5,338.65 + 2,500.00 + 1,562.50 + 976.56$$

$$0 = -\$ 299.58$$

Se realiza una interpolación para aproximar el valor:

\$290.98	50%
\$0.00	TIR
-\$299.58	60%

$$TIR = 0.5 + \frac{0.6 - 0.5}{-299.58 - 290.98} * (0 - 290.98)$$

$$TIR = 0.5 + \frac{0.1}{-590.56} * -290.98$$

$$TIR = 0.5 + \frac{0.1}{-590.56} * -290.98$$

$$TIR = 0.5493 \text{ } \langle \rangle \text{ } 54.93\%$$

➤ **Índice de rentabilidad (IR)**

Se evalúa la rentabilidad del proyecto de inversión:

$$IR = \frac{\text{Valor presente de los flujos de caja}}{\text{Inversión inicial}}$$

$$\text{Valor presente} = \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+k)^t} = \frac{F_1}{(1+k)^1} + \frac{F_2}{(1+k)^2} + \dots + \frac{F_n}{(1+k)^n}$$

$$\text{Valor presente} = \frac{4000}{(1+0.03)^1} + \frac{4000}{(1+0.03)^2} + \frac{4000}{(1+0.03)^3}$$

$$\text{Valor presente} = 3,884.36 + 3,772.06 + 3,663.00$$

$$\text{Valor presente} = \$ 11,319.42$$

$$IR = \frac{11,319.42}{5,338.65} = 2.12 > 1 \text{ (La inversión es rentable)}$$

4.7. Aspectos éticos de la investigación

Según Código de Ética de Investigación. Vicerrectorado de Investigación de la Universidad Nacional del Callao. (2019), para la presente investigación se obedece a los lineamientos establecidos en el código en referencia para asegurar la calidad ética del trabajo de investigación:

- No falsificar o inventar datos o resultados.
- No plagiar datos, resultados, tablas, cuadros e información de otros autores.
- Citar las referencias o fuentes bibliográficas de otros autores.
- Respetar los derechos de autoría y de propiedad intelectual de otros autores.

- Utilizar procedimientos, instrumentos y criterios estandarizados en la emisión de resultados.
- Incluir a los colaboradores en el desarrollo de la investigación.
- Emplear un lenguaje claro, objetivo y respetuoso.
- Fundamentar estudios, evaluaciones y análisis eliminando sesgos.
- Respetar la naturaleza, la biodiversidad y la diversidad cultural en la investigación.
- Proteger los derechos de las personas participantes en las investigaciones.
- Mantener la confidencialidad de los datos generados y utilizados en la investigación.

Así mismo, es importante resaltar los aspectos éticos de las consecuencias de la investigación, en donde recae la responsabilidad en el investigador de asegurarse de que su estudio no perjudique, dañe o tenga efectos negativos sobre otros seres humanos o la naturaleza. La investigación científica siempre es al servicio de la humanidad y el bien común de todos (Hernández y Mendoza, 2018).

V. RESULTADOS

5.1. Resultado descriptivo de hipótesis general

Se obtiene como resultado el diseño de un banco de pruebas hidráulico para motores eléctricos de elevación de grúas torre, generando la simulación de una carga hidráulica para cada rango de operación potencia según la potencia nominal del motor y el trabajo requerido para que el motor pueda cumplir con los requerimientos nominales de operación de la grúa torre. Esto se logra en base a los resultados descriptivos obtenidos de las hipótesis específicas.

5.2. Resultados descriptivos de hipótesis específica 1

El análisis comienza con la evaluación de los parámetros de operación para el modelo de grúa torre objeto del estudio. Así, se establecen las capacidades y condiciones de operación que tiene que cumplir el modelo de grúa seleccionado. Se sabe que la grúa torre alcanza su máxima capacidad en el doble reenvió, necesitando soportar una carga de 5000 kg a una velocidad de 3.9 m/min en la primera marcha, seguido de una capacidad de 5000 kg a una velocidad de 19.8 m/min para la segunda marcha y finalmente 2500 kg a una velocidad de 39.6 m/min en la tercera marcha.

Con los parámetros iniciales de trabajo definidos para el motor de elevación, ya que es el equipo responsable de levantar la carga desde el reposo, se procede a calcular las potencias mínimas para poder cumplir con los parámetros establecidos, esto con el objetivo de dimensionar el banco de pruebas. Según los cálculos realizados, se establece que es necesario que el motor entregue una potencia de 3.54 Kw a una velocidad de 348.3 RPM en la primera marcha, 17.98 Kw a una velocidad de 1768.5 RPM en la segunda marcha y 19.77 Kw a 3537.1 RPM en la tercera marcha. Estos datos se validan y confirma que concuerdan con los valores nominales de placa del motor de elevación.

Finalmente, para obtener los parámetros de diseño del banco de pruebas se requiere expresar las potencias obtenidas, considerando un factor de eficiencia total de bomba del 88% como valor aproximado. Este banco incluirá una bomba hidráulica y válvulas de presión para generar la carga hidráulica que se le aplicará al motor de elevación. Con una cilindrada constante de 25 cm³/rev, se obtiene que para generar una potencia de trabajo de 3.59 Kw se requiere un caudal de 6.04 L/min a 315 bar en primera marcha, 17.96 Kw con un caudal 30.21 L/min a 315 bar en segunda marcha y 19.95 Kw a un caudal de 60.42 L/min 175 bar.

5.3. Resultados descriptivos de hipótesis específica 2

A partir de los parámetros de diseño obtenidos, se realizó el dimensionamiento y elección de cada uno de los componentes del sistema de transmisión y los componentes hidráulicos para el banco de pruebas. Esta selección se realiza utilizando los catálogos proporcionados por los fabricantes y siguiendo sus recomendaciones para asegurar una correcta selección de componentes.

Tabla 5:1 Lista resumen de componentes banco de pruebas

LISTA DE COMPONENTES PARA EL BANCO DE PRUEBAS HIDRAULICO			
N°	Descripción	Marca	Código de pedido
1	Correa de transmisión	SKF	SKF 3V/9N PHG 3V530
2	Polea conductora	SKF	PHP 4-3V560TB
3	Polea conducida	SKF	PHP 4-3V800TB
4	Buje polea conductora	SKF	PHF TB1610X
5	Buje polea conducida	SKF	PHF TB2517X
6	Bomba de engranajes internos	REXROTH	PGH4-3X/025RE11WU2
7	Manguera hidráulica	INMISAC	SAE100R15
8	Deposito hidráulico	VESCOR	10060
9	Aceite hidráulico	SHELL	Tellus S2 MX 68

10	Filtro de succión	STAUFF	SUS-088-N21-140-P-0
11	Filtro de llenado	STAUFF	SPBN-2-0-10-S080-0
12	Carcasa filtro de retorno	STAUFF	RF-030-A-20-B-N16-V
13	Elemento filtrante de filtro de retorno	STAUFF	RE-030-A-20-B
14	Válvula de bola	STAUFF	BBV-2-N16-0001-H
15	Válvula reguladora de presión	HAWE	MVS 64-C-V-X
16	Válvula limitadora de presión	HAWE	MV 64-B-V-X
17	Manómetro hidráulico	HAWE	SPG-100-00400-01-S-N08

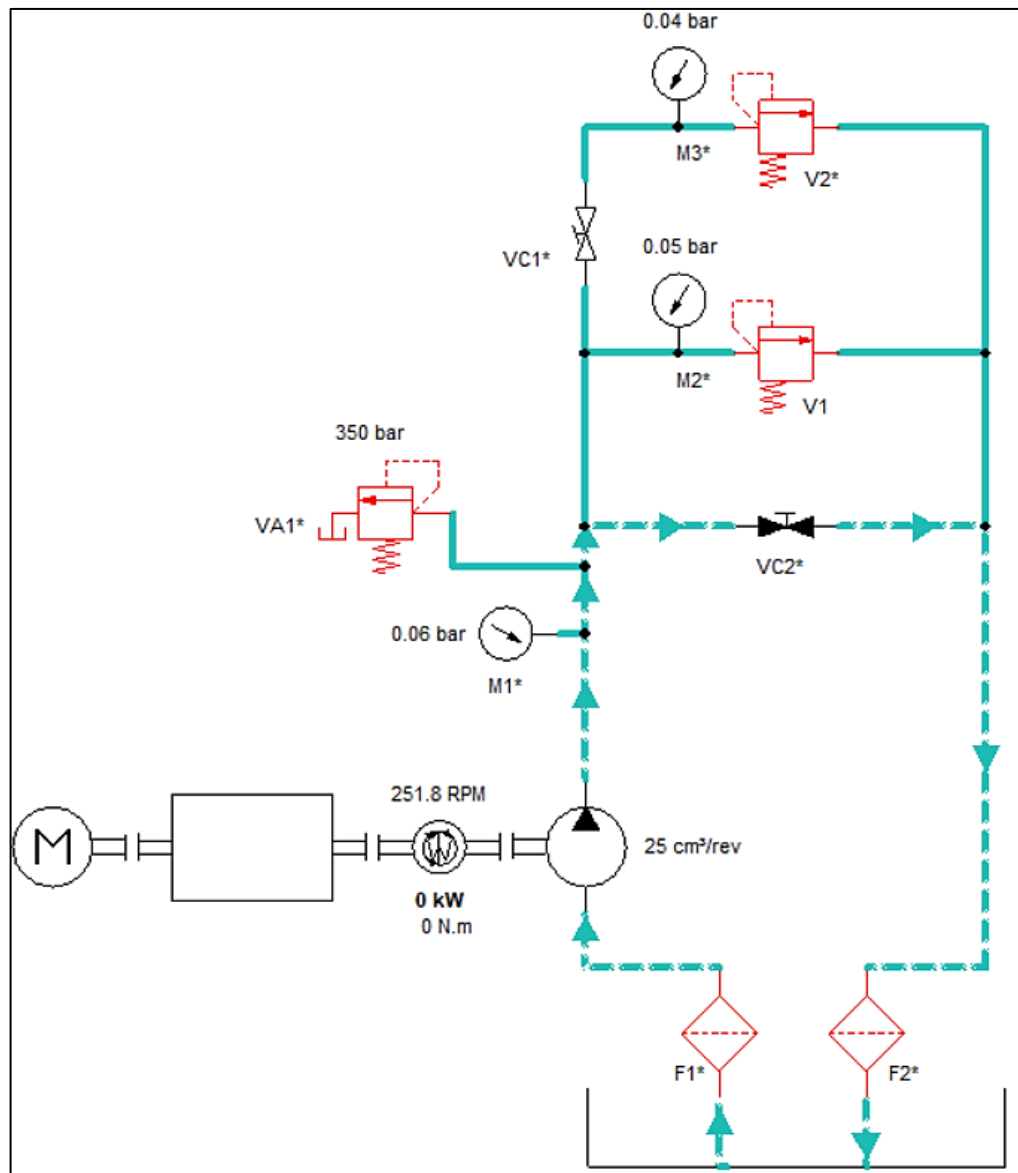
Cada componente ha sido seleccionado para soportar las demandas del banco de pruebas en términos de potencia, presión, caudal y revoluciones, con el fin de entregar la carga de trabajo al motor eléctrico de grúa torre y asegurar una correcta operación durante las pruebas de ensayo.

5.4. Resultados descriptivos de hipótesis específica 3

Con los parámetros de operación y componentes del banco de pruebas ya definidos, se validó su funcionamiento mediante una simulación con la ayuda del software Automation Studio. Este software, con su capacidad de modelar sistemas hidráulicos, permitió verificar la operación del banco de pruebas en cada una de sus etapas.

El sistema está configurado para operar a dos niveles de presión: plena carga a 315 bar y media carga 175 bar, reguladas por válvulas de presión. La presión máxima del sistema se limita a 350 bar mediante una válvula de alivio. La dirección del flujo se controla mediante dos válvulas de bola, permitiendo liberar la carga y seleccionar el nivel de carga de trabajo.

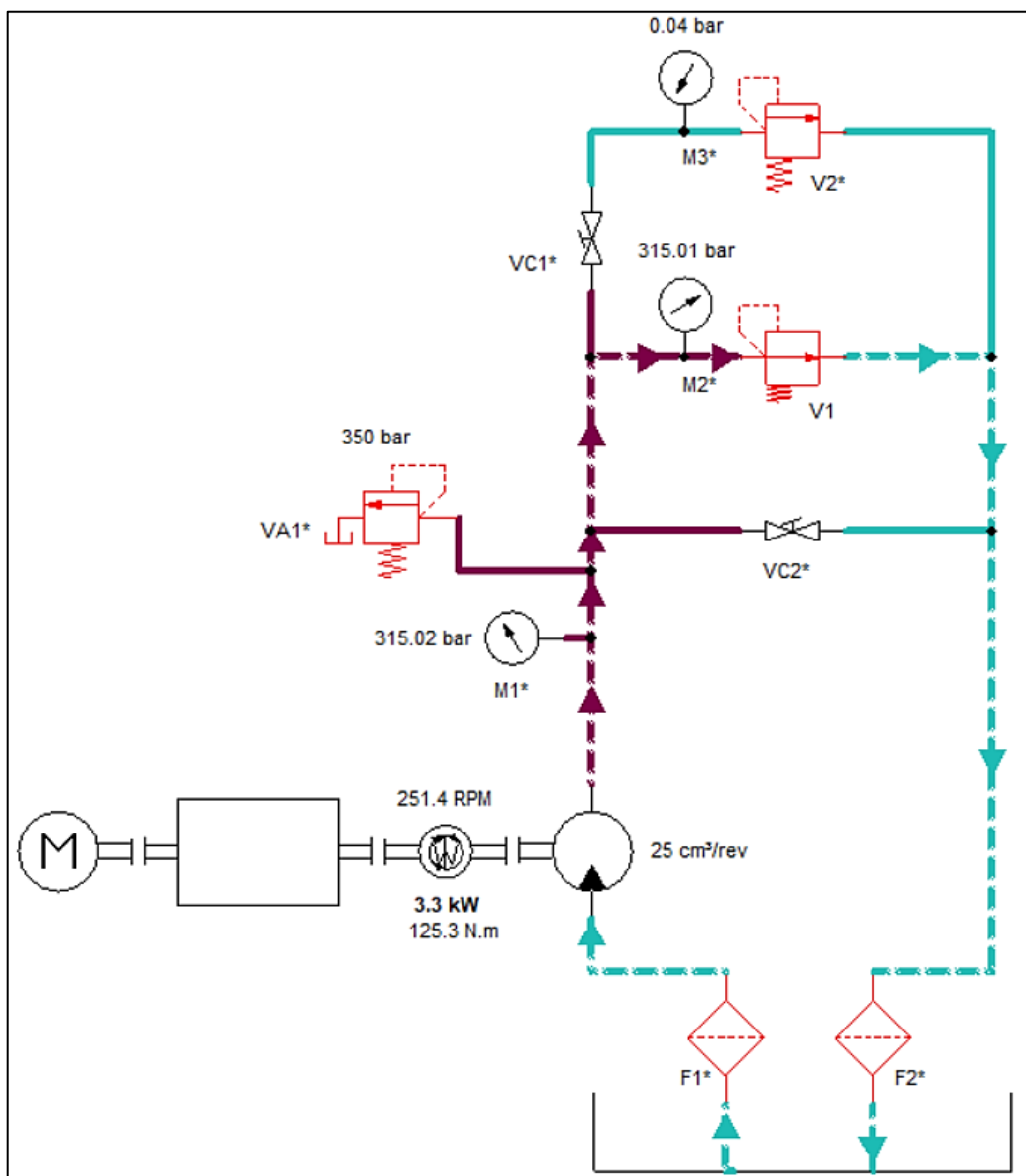
Figura 5:1 Simulación banco de pruebas – primera marcha con operación libre



Primera marcha – circuito libre (Fig. 5:1)

El motor eléctrico arranca en su primera velocidad a 360 RPM, pasa a la transmisión de potencia por poleas para dar una velocidad de salida a la bomba de 251.8 RPM. La válvula de bola VC2 se encuentra abierta, permitiendo el paso libre del fluido de regreso al tanque a una presión mínima.

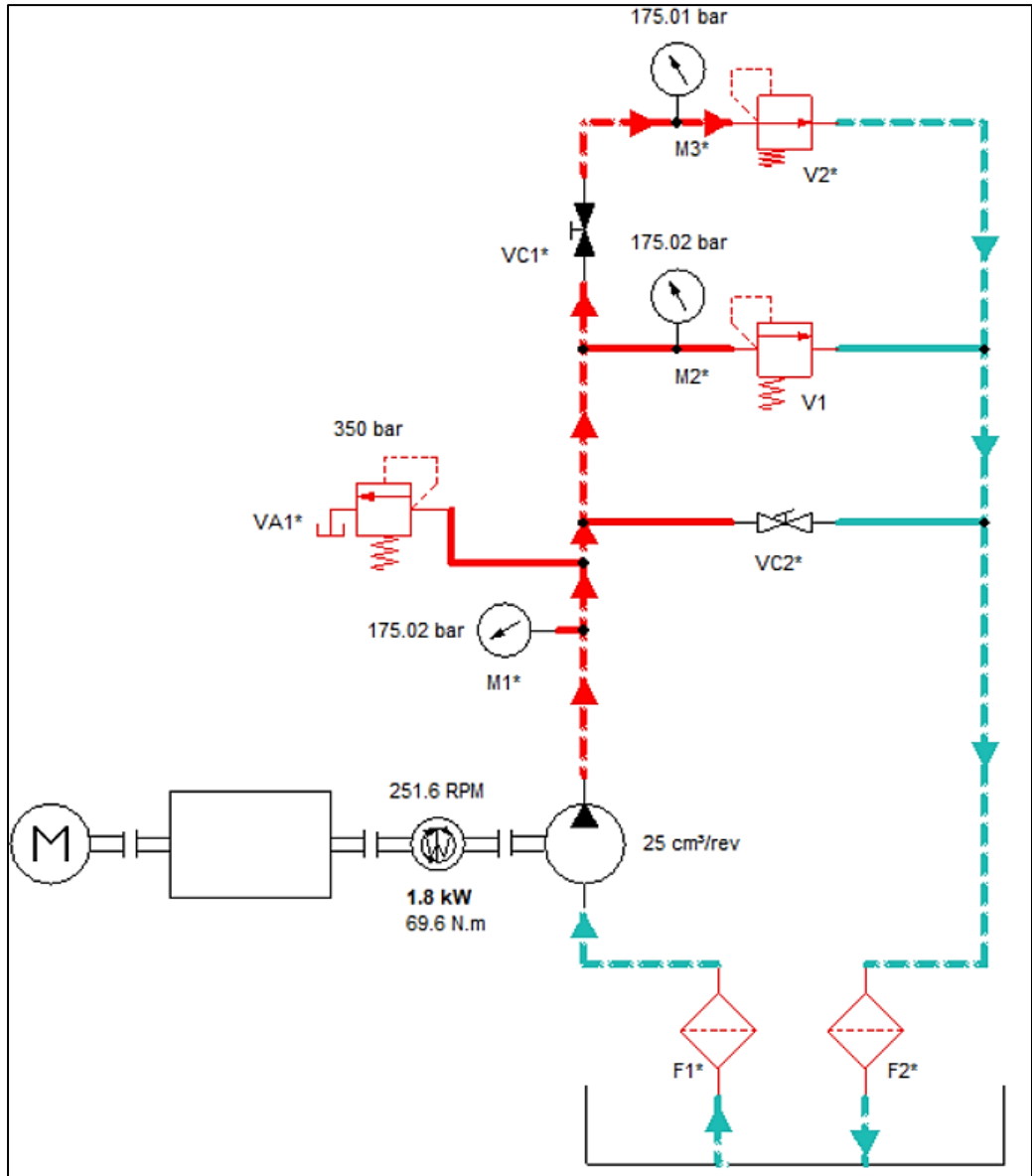
Figura 5:2 Simulación banco de pruebas – primera marcha a plena carga



Primera marcha – circuito plena carga (Fig. 5:2)

Se cierra la válvula de bola VC2 y teniendo la válvula VC1 también cerrada, el fluido pasa por el circuito de presión a plena carga con 315 bar regulado por la válvula de presión, se observa que la carga generada para el motor alcanza los 3.3 kW a plena carga en la primera marcha.

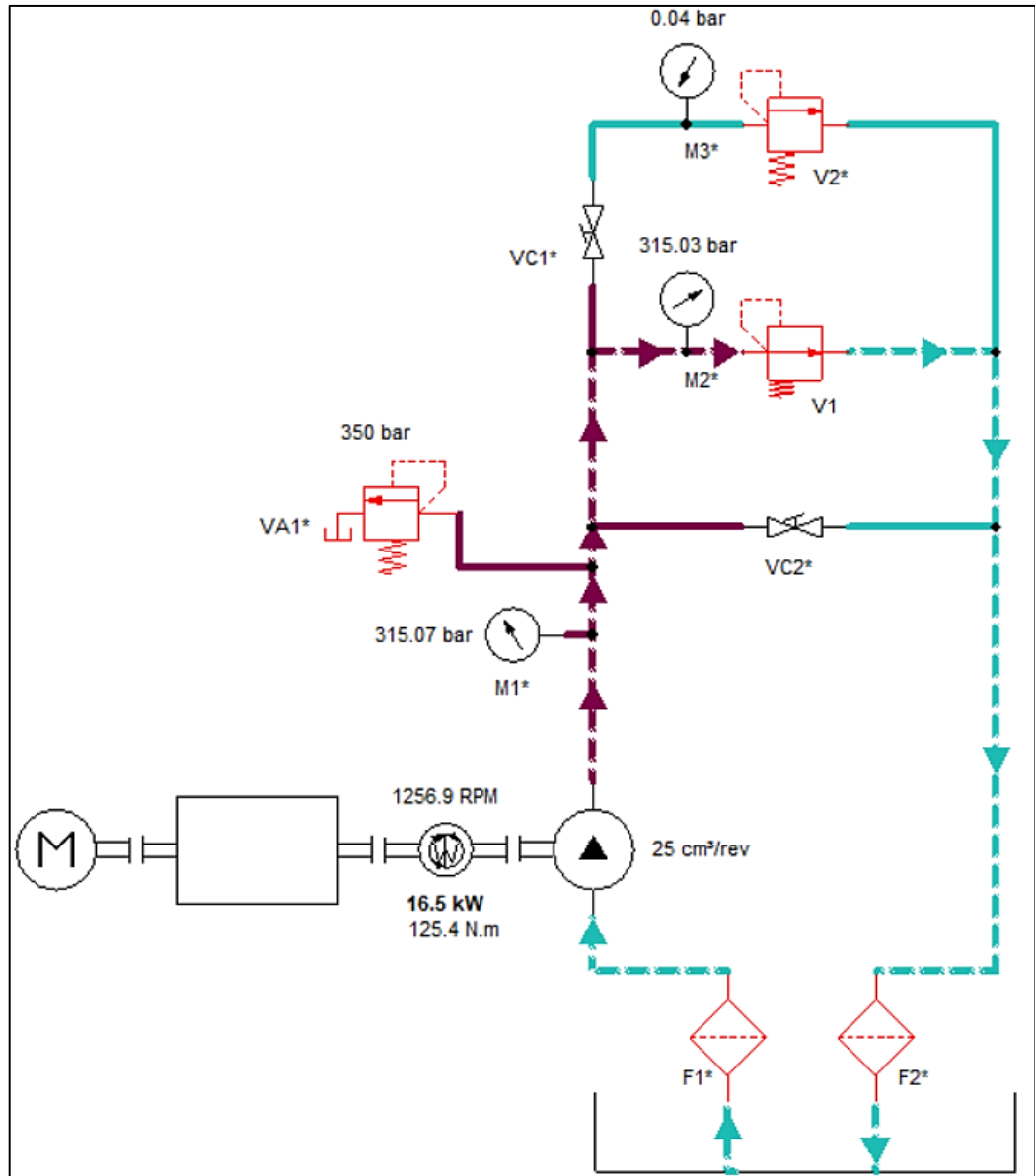
Figura 5:3 Simulación banco de pruebas – primera marcha a media carga



Primera marcha – circuito media carga (Fig. 5:3)

Se abre la válvula de bola VC1, para ensayar la primera marcha a media carga con una presión de 175.01 bar, manteniendo la velocidad de revolución de la primera marcha se alcanza una potencia de trabajo para el motor de 1.8 kW.

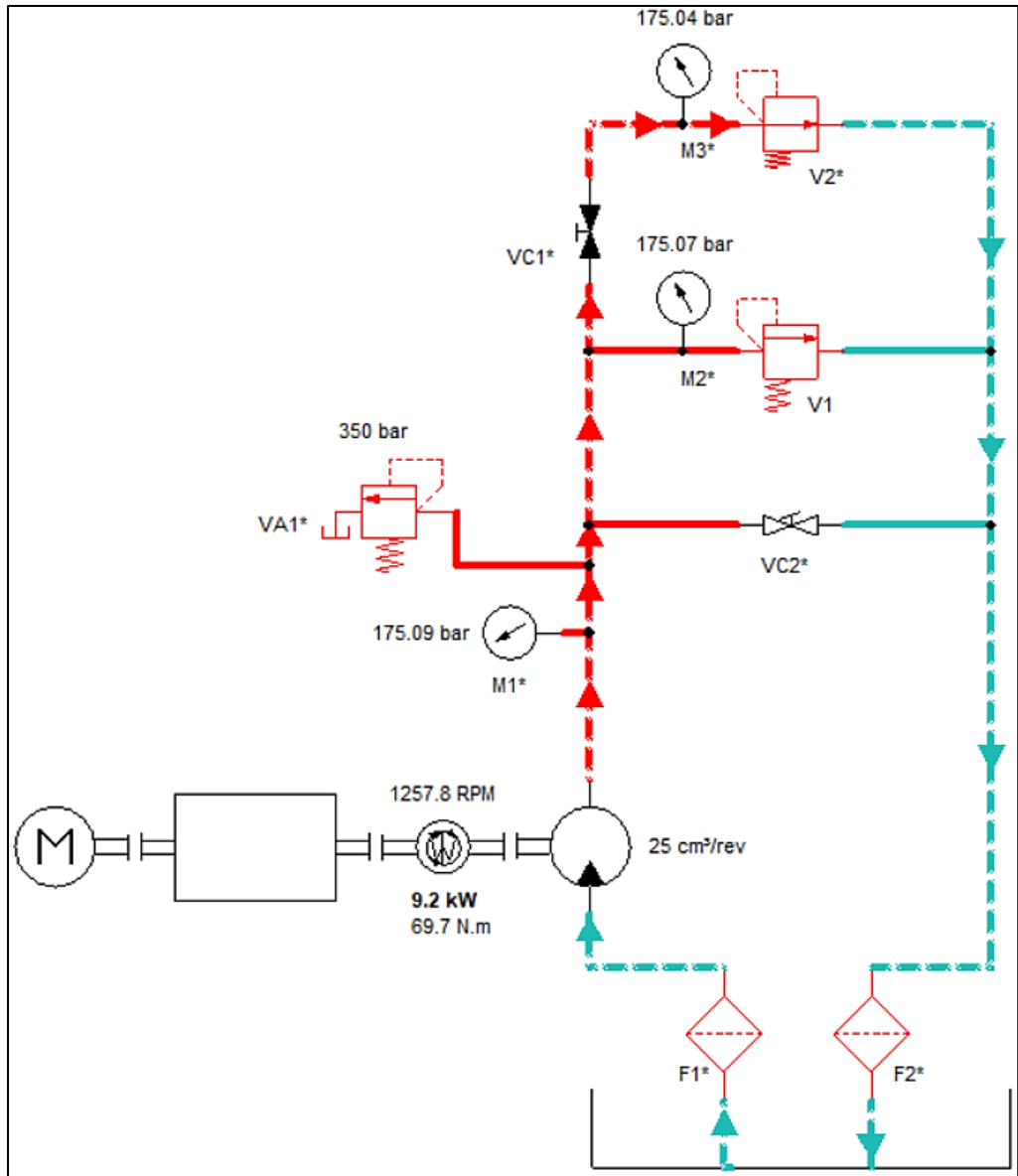
Figura 5:4 Simulación banco de pruebas – segunda marcha a plena carga



Segunda marcha – circuito plena carga (Fig. 5:4)

Luego se pasa a la segunda marcha del motor con una velocidad en la salida hacia la bomba de 1256 RPM, se vuelve a cerrar la válvula VC1 para pasar al circuito de plena carga con 315 bar, se alcanza una potencia de 16.5 kW de carga en el motor.

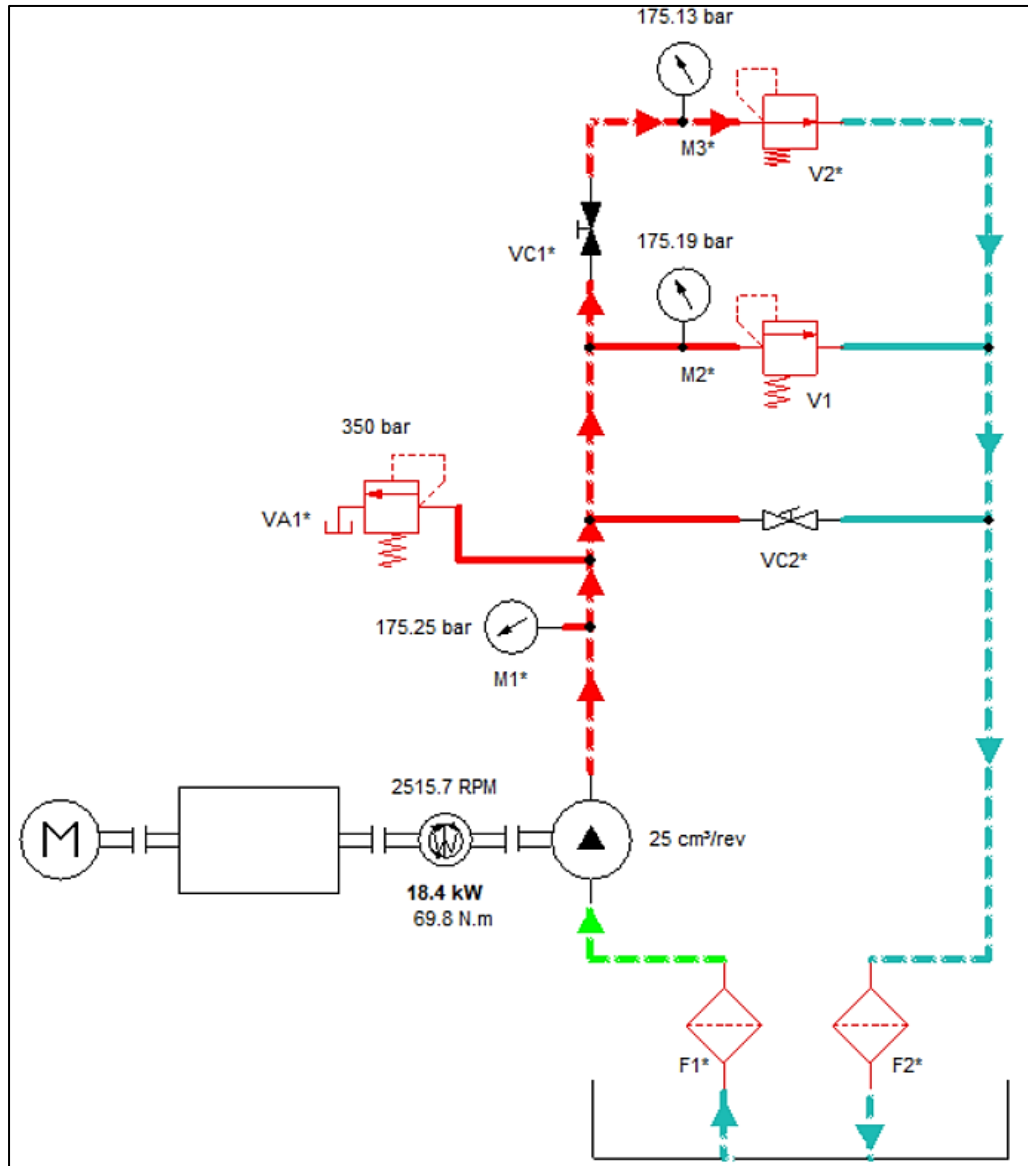
Figura 5:5 Simulación banco de pruebas – segunda marcha a media carga



Segunda marcha – circuito media carga (Fig. 5:5)

Manteniendo la segunda marcha del motor, se abre la válvula VC1 para pasar al circuito de media carga con 175 bar, alcanzando una potencia de 9.2 kW de carga en el motor.

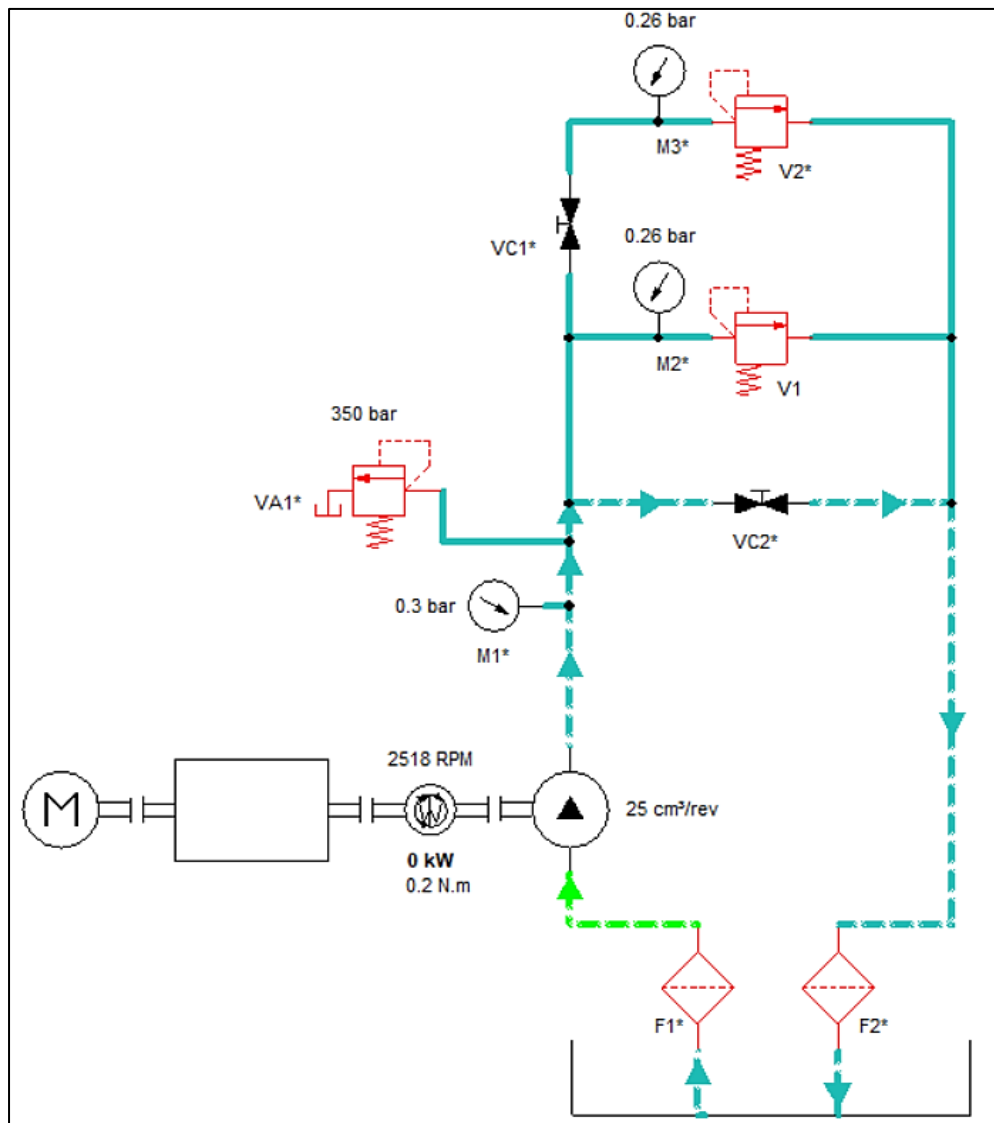
Figura 5:6 Simulación banco de pruebas – tercera marcha a media carga



Tercera marcha – circuito media carga (Fig. 5:6)

Se pasa a la tercera marcha del motor, manteniendo abierta la válvula VC1, operando en el circuito de media carga con 175 bar, esto debido según diseño de grúa su capacidad a carga máxima solo opera hasta la segunda marcha, se transmite al motor una carga de potencia de 18.4 kW a media carga.

Figura 5:7 Simulación banco de pruebas – tercera marcha con operación libre



Tercera marcha – circuito libre (Fig. 5:7)

Finalmente, se abre la válvula VC2 para liberar la carga en el sistema y finalizar el ensayo del motor de grúa en sus tres marchas a media y carga completa.

VI. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

6.1. Contrastación y demostración de la hipótesis con los resultados

Contrastación y demostración de la hipótesis general

La hipótesis general plantea “El diseño un banco de pruebas para motores de elevación de 22.2 KW, permitiría verificar su operatividad, simulando una carga de trabajo, en el taller de una empresa de grúas torre”.

Se pudo verificar en base a los resultados obtenidos de la simulación del sistema hidráulico que es posible que generar una potencia de carga hidráulica a la cual se somete al motor, empleando un sistema de presión con válvulas reguladoras. Alcanzando una potencia de carga máxima de 18.4 kW, a la cual se expuso al motor durante la prueba, de esta manera permite registrar sus parámetros eléctricos en operación con carga.

Contrastación y demostración de las hipótesis específicas

- La hipótesis específica plantea “Se puede determinar los parámetros de diseño para el banco de pruebas para motores de elevación de 22.2 KW en una empresa de grúas torre”.

En base a los resultados se pudo verificar que los parámetros de diseño obtenidos:

Tabla 5:2 Parámetros hidráulicos de diseño

PARÁMETROS	RANGO
RPM	252 – 2517 RPM
CAUDAL	6.04 - 60.42 L/min
PRESIÓN	175 - 315 bar

Los parámetros calculados permitieron la selección de componentes y garantizar los requerimientos mínimos de potencia de carga necesarios para la prueba de carga de motores eléctricos de grúa torre.

- La hipótesis específica plantea “Se puede realizar la selección de equipos y materiales para el banco de pruebas para motores de elevación de 22.2 KW en una empresa de grúas torre.”

Los resultados muestran que la selección de equipos y materiales permitieron modelar la simulación del sistema hidráulico para el banco de pruebas. Además, se pudo obtener conocimiento detallado de los componentes, basándose en los parámetros de diseño, para permitir la correcta operación del banco y su alineación con los componentes hidráulicos disponibles en el mercado comercial.

- La hipótesis específica plantea “Se puede simular la operación del banco de pruebas para motores de elevación de 22.2 KW en una empresa de grúas torre”.

La simulación del sistema hidráulico del banco de pruebas permitió verificar cada uno de los componentes seleccionados y validar los parámetros de diseño calculados. Además, se pudo validar el plano del sistema hidráulico para la secuencia de ensayo, en donde observaron que se alcanzaron las potencias necesarias para el ensayo de motor de grúa torre con carga.

6.2. Contrastación de los resultados con otros estudios similares

En su tesis “**Diseño de un banco de pruebas que permita el diagnóstico de fallas en motores de arranque antes de su ensamblaje en el automóvil, para la electromecánica herrera ubicada en el sector de Lasso, provincia de Cotopaxi, el período académico Mayo 2020 -**

Septiembre 2020” Andrade y De la Cruz (2020) en los resultados de su investigación demostraron que el diseño de un banco de pruebas para el diagnóstico de fallas en motores de arranque permitió obtener una notable mejora en la eficiencia de los trabajos de mantenimiento. Esto se reflejó en una reducción del 62.5% del tiempo total requerido, contribuyendo a la mejora de la calidad del servicio de mantenimiento para sus clientes.

En el artículo **“Caracterización de parámetros de un motor eléctrico de corriente directa mediante pruebas experimentales”** de Alcocer, Rodríguez, Valenzuela, Ramírez, Martínez y Juárez (2022), se concluye en su investigación que los parámetros obtenidos que los resultados obtenidos a través de mediante un simulador y equipos experimentales muestran una mínima variación del 2% en la velocidad real del motor. Además, otros parámetros obtenidos mediante la simulación muestran un error promedio no mayor al 5%. Los resultados evidencian la efectividad de los sistemas de prueba destacando su utilidad en el control y diagnóstico de fallas en motores.

Se tiene a Barón y Coy (2020) en su tesis **“Diseño, calculo, selección de componentes, elaboración de planos de fabricación y manual de banco de pruebas para bombas y motores oleohidráulicos para la empresa HYDRAULICTECH SAS, con capacidad de 55 kW y adquisición de señales de las variables de presión, caudal, torque y velocidad rotacional”** en donde concluyen que su diseño de banco de pruebas para motores y bombas hidráulicas para la empresa HYDRAULICTECH logró alcanzar una presión de 350 bar. También, se pudo evaluar bombas con un caudal de hasta 276.03 L/min y torques de hasta 500 N.m. Además, el sistema del banco de pruebas demuestra su eficiencia con un 80.93% en el consumo de energía para bombas y 87.98% para motores, en referencia de la energía total consumida por el banco.

Por otro lado, Lucero (2022) en su tesis **“Diseño de un banco de pruebas para verificar los parámetros de operatividad de bombas oleo hidráulicas en la empresa Mega Hidráulica S.R.L.-Cajamarca”** realiza un análisis histórico para definir los parámetros hidráulicos necesarios para el diseño del banco de pruebas, optando por una presión de 250 bar y un caudal de 152 L/min. A partir de esto, selecciona cada uno de los componentes del banco de pruebas, además de elaborar los planos hidráulicos y electromecánicos. Posteriormente, elabora el procedimiento de pruebas para motores en el banco de pruebas y, finalmente, Lucero valida la viabilidad económica del proyecto a través de un análisis de VAN y TIR.

También en la tesis **“Diseño de banco de pruebas para determinar parámetros de funcionamiento en motores eléctricos trifásicos de hasta 20 HP - Empresa ANORSAC - Chiclayo”** Agapito (2020) concluye que su diseño de banco de pruebas para motores eléctricos trifásicos de hasta 20 HP empleando un freno dinamométrico para generar la carga de trabajo para el motor de prueba y así mismo, para la medición del torque en el eje, realiza la evaluación económica del proyecto y su rentabilidad a través de un análisis VAN y TIR.

Se destaca su utilidad para poder verificar el estado de los motores eléctricos, mejorando su operación y maximizando los trabajos de mantenimiento.

En la tesis **“Diseño de un banco 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.”** presentada por Caceres (2020) presenta un diseño destinado para probar bombas de maquinaria pesada, como un cargador frontal CATERPILLAR 950h, obteniendo un caudal 269.5 L/min y una potencia

de 92.53 kW como parámetros operativos y un tractor CATERPILLAR 950h con 225.97 L/min y 90.39 kW. El banco de pruebas debe soportar un desplazamiento límite de 150 cc/rev. Además, el proyecto cuenta con un presupuesto que asciende a S/ 273 100.00, demostrando su viabilidad económica a través de un análisis del VAN y TIR.

6.3. Responsabilidad ética de acuerdo con los reglamentos vigentes

La presente investigación, se llevó a cabo siguiendo las normativas vigentes, específicamente el Código de Ética de Investigación de la Universidad Nacional del Callao, aprobado en consejo universitario con resolución N° 210-2017-CU. Este código establece los principios éticos del investigador de la UNAC: probidad, profesionalismo, transparencia, objetividad, igualdad, compromiso, honestidad, confidencialidad, independencia, diligencia y dedicación. Por lo tanto, la investigación se fundamenta en estos principios éticos y toda la información teórica y experimental es respaldada por autores citados.

VII. CONCLUSIONES

- ✚ Se logró diseñar un banco de pruebas para motores de elevación de 22.2 KW, que permitiría verificar su operatividad, simulando una carga de trabajo en el taller de una empresa de grúas torre. El diseño abarca desde la determinación de los parámetros de operación, estableciendo la potencia mínima requerida, hasta la determinación de los parámetros de diseño para la selección de materiales y el planteamiento del plano del circuito hidráulico. Finalmente, se realizó la validación de cálculos con una simulación con software, asegurando que se genere los parámetros mínimos para el ensayo de carga del motor de grúa torre.
- ✚ Se logró determinar los parámetros de diseño para el banco de pruebas para motores de elevación de 22.2 KW en una empresa de grúas torre. Se obtuvo una potencia mínima necesaria de 19.77 kW para cumplir con la máxima exigencia de los parámetros de operación. Basándose en esto, se establecieron los parámetros hidráulicos de diseño, que incluyen una presión de hasta 315 bar y un caudal de hasta 60.42 L/min, con el fin de proporcionar una carga de prueba adecuada al motor de grúa torre.
- ✚ Se logró realizar la selección de equipos y materiales para el banco de pruebas para motores de elevación de 22.2 KW en una empresa de grúas torre. Se realizó una selección detallada y adecuada de cada componente del banco de pruebas, utilizando fichas técnicas, catálogos y siguiendo las recomendaciones del fabricante. Se seleccionaron la bomba, limitadores de presión, válvula de alivio, mangueras, manómetros y filtros, lo que permitió modelar el plano del circuito hidráulico para la simulación del esquema.
- ✚ Se logró simular la operación del banco de pruebas para motores de elevación de 22.2 KW en una empresa de grúas torre. Para la simulación se utilizó el software de simulación Automation Studio, aprovechando su función de modelado de circuitos hidráulicos. Se introdujeron los parámetros y

componentes seleccionados para el banco de pruebas, en donde se obtiene una potencia máxima 18.4 kW para el circuito, encontrándose dentro del rango requerido para los parámetros de operación. Además, se validó la secuencia de funcionamiento del banco para las pruebas de carga de los motores de grúa torre en cada una de sus marchas y condiciones de carga.

VIII. RECOMENDACIONES

- ✚ Se recomienda no sobrepasar los parámetros operativos para el diseño del banco de pruebas para motores de hasta 22.2 kW de grúa torre. La aplicación del diseño para otro tipo de motor es necesario reevaluar sus condiciones y secuencia de operación. Esto es para garantizar que el banco de pruebas cumpla con los requisitos mínimos para el ensayo del motor, evitando daños al banco o al motor y garantizando la recolección de información confiable.
- ✚ Se recomienda definir con precisión los requerimientos mínimos para el diseño del banco de pruebas al calcular los parámetros operativos y de diseño. Es importante tener en cuenta los porcentajes de eficiencia de los equipos de transmisión y potencia, además de elaborar una memoria de cálculo detallada para su posterior revisión y verificación en caso se requiera proponer una etapa de construcción del equipo.
- ✚ También, se recomienda la verificación de fichas técnicas y los parámetros de aplicación al seleccionar equipos y componentes, revisando las normativas vigentes y siguiendo las recomendaciones del fabricante para asegurar el funcionamiento de los elementos seleccionados. Para el diseño, se optó por una bomba de engranajes internos principalmente a los rangos de velocidad de revolución, ya que el motor de grúa torre abarcaba un amplio rango. En caso de necesitar una alternativa, se recomienda seleccionar una bomba de pistones axiales.
- ✚ Se sugiere utilizar una herramienta de software de simulación para la evaluación final del diseño del banco de pruebas, lo cual permitirá verificar su correcta operación. Esta práctica permite validar y comparar los resultados obtenidos a partir de los cálculos y la evaluación de datos de diseño. Además, se puede la correcta selección de componentes, así como verificar las secuencias de operativas del equipo diseñado.

IX. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] TELLO BARRIOS, Steve Jaime. *Análisis de producción y seguridad de la torre grúa en edificios multifamiliares de 20 pisos caso “edificio liberty”*. Tesis de grado Universidad PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ, 2020.
- [2] MONTSERRAT MARTÍNEZ, Oriol. *Diseño de una grúa torre*. Tesis de grado, Universidad Politécnica de Cataluña Barcelona Tech, 2017.
- [3] MORDOR INTELLIGENCE. Tamaño del mercado de grúas torre y análisis de participación tendencias de crecimiento y pronósticos (2024-2029). Mordor intelligence [en línea]. 2024 [consultado el 1 de julio de 2024]. Disponible en: <https://www.mordorintelligence.com/es/industry-reports/tower-cranes>
- [4] AGREDO AVILEZ, Andrés Orlando. *Diseño e implementación de banco de ensayos para estudio de eficiencia energética en motores eléctricos en el laboratorio de potencia de la pontificia universidad javeriana Cali*. Tesis de grado, Pontificia Universidad Javeriana, 2018.
- [5] CUBILLO HERNÁNDEZ, Erickson. *Implementación de un banco de pruebas para caracterización de máquinas eléctricas mediante un freno electrodinámico*. Tesis de grado, Tecnológico de Costa Rica, 2013.
- [6] LIMAYMANTA SIERRA, Paulo Claudio. *Análisis de calidad en motores de inducción mediante pruebas eléctricas en régimen dinámico*. Tesis de grado, Universidad Continental, 2022.
- [7] BERNAL TORRES, César Augusto. *Metodología de la investigación*. 3a ed. Bogotá: PEARSON EDUCACIÓN, 2010.

[8] INSTITUTO PERUANO DE ECONOMÍA. Crecimiento del PBI del sector construcción y contribución según tipo de obras, 4T22-1T24. El Comercio. 14 de abril de 2024, 1(21/05/2023), 1.

[9] BORJA SUÁREZ, Manuel. *Metodología de Investigación Científica para ingeniería Civil*. Chiclayo: Universidad Nacional Pedro Ruiz Gallo, diciembre de 2012.

[10] ANDRADE, C. y DE LA CRUZ, E. *Diseño de un banco de pruebas que permita el diagnóstico de fallas en motores de arranque antes de su ensamblaje en el automóvil, para la electromecánica herrera ubicada en el sector de Lasso, provincia de Cotopaxi*. Tesis de grado, Universidad Técnica de Cotopaxi, 2020.

[11] ALCOCER, A., VALENZUELA, F., RODRÍGUEZ, G., RAMÍREZ, R., MARTÍNEZ, F. y JUÁREZ, S. *Caracterización de parámetros de un motor eléctrico de corriente directa mediante pruebas experimentales*. Journal of Energy. 2022, 6(2), 77–86.

[12] COY FLÓREZ, Tulio Andrés. Diseño, calculo, selección de componentes, elaboración de planos de fabricación y manual de banco de pruebas para bombas y motores oleohidráulicos para la empresa HYDRAULICTECH SAS, con capacidad de 55 kW y adquisición de señales de las variables de presión, caudal, torque y velocidad rotacional. Ingeniería, Universidad Antonio Nariño, 2020.

[13] LUCERO LLAGUENTO, Hernán Giovanni. Diseño de un banco de pruebas para verificar los parámetros de operatividad de bombas oleo hidráulicas en la empresa Mega Hidráulica S.R.L.-Cajamarca. Ingeniería, Universidad Nacional Pedro Ruiz Gallo, 2022.

[14] AGAPITO PUSE, Jhan Carlos. *Diseño de banco de pruebas para determinar parámetros de funcionamiento en motores eléctricos trifásicos de hasta 20 Hp - Empresa ANORSAC - Chiclayo*. Tesis de grado, Universidad Cesar Vallejo, 2020.

- [15] CACERES TURPO, Deyvi Agustín. Diseño de un banco 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. Ingeniería, Universidad Cesar Vallejo, 2020.
- [16] PEÑA, A. y MANRIQUE, L. *Diseño de un taller industrial para diagnóstico, pruebas y reparación de motores eléctricos*. Tesis de grado, Universidad de la Salle, 2001.
- [17] FERRO, Gustavo. *Electrotecnia*. Mar del Plata: Universidad Nacional de Mar del Plata, diciembre de 2016.
- [18] CHAPMAN, Stephen. *Máquinas eléctricas*. 5a ed. México D.F.: McGRAW-HILL, 2012.
- [19] MOTT, Robert L. y Joseph A. UNTENER. *Mecánica de fluidos*. 7a ed. México DF: Pearson Educación, 2015.
- [20] BACA URBINA, Gabriel. *Evaluación de proyectos*. 7a ed. México DF: McGRAW-HILL, 2013. ISBN 978-607-15-0922-2.
- [21] CLAUDIO, Mataix. *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. 2a ed. Madris: Ediciones Castillo S.A., 1992.
- [22] IEEE. IEEE 112, *Procedimiento de prueba estándar IEEE para motores y generadores de inducción polifásicos*. New York: IEEE, 2004.
- [23] ARIZA, F. y VANEGAS, L. *Diseño de un dinamómetro hidráulico para motores de combustión interna con una potencia menor a 65 HP*. Tesis de grado, Universidad Pontificia Bolivariana, 2013.

[24] ZAPATA, Fanny. *Motor jaula de ardilla: funcionamiento, aplicaciones, ventajas*. Lifeder [en línea]. [sin fecha] [consultado el 29 de abril de 2024]. Disponible en: <https://www.lifeder.com/motor-jaula-de-ardilla/>.

[25] Arranque, frenado, protección, análisis de fallas y protección para motores. Electricaplicada [en línea]. [sin fecha] [consultado el 29 de abril de 2024]. Disponible en: <https://www.electricaplicada.com/arranque-frenado-proteccion-fallas-proteccion-motores/>.

[26] PEREZ, D. y RAFAELE, J. *Diseño de un banco de pruebas hidráulico para incrementar la presión de trabajo hasta 3500 psi en la empresa ASEREME EIRL*. Tesis de grado, Universidad Nacional del Callao, 2023.

[27] TAMAYO, Mario. *El proceso de la investigación científica*. 4a ed. México D.F.: LIMUSA, 2003.

[28] HERNÁNDEZ SAMPIERI, Roberto, Carlos FERNÁNDEZ COLLADO y María del Pilar BAPTISTA LUCIO. *Metodología de la Investigación*. 6a ed. México D.F.: McGRAW-HILL, 2014.

[29] HERNÁNDEZ SAMPIERI, Roberto y Christian Paulina MENDOZA TORRES. *Metodología de la investigación: las rutas cuantitativa, cualitativa y mixta*. México D.F.: McGRAW-HILL, 2018.

X. ANEXOS

Anexo 1: Matriz de consistencia

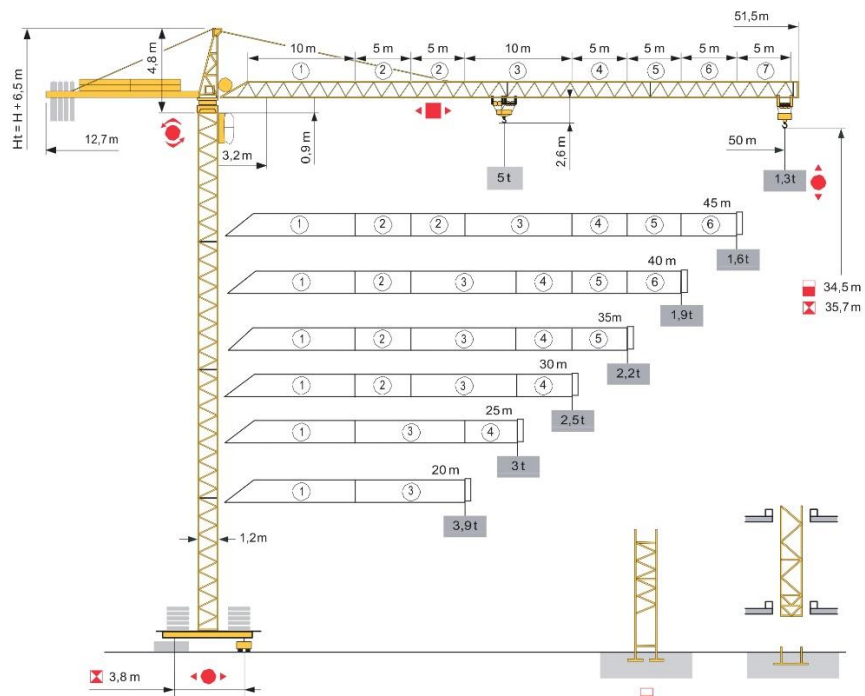
Diseño de un banco de pruebas para motores de elevación de 22.2 KW en una empresa de grúas torre, Lima 2024				
Problema General	Objetivo General	Hipótesis General	Variables	Metodología
¿Cómo diseñar un banco de pruebas para motores de elevación de 22.2 KW, para verificar su operatividad, simulando una carga de trabajo, en una empresa de grúas torre?	Diseñar un banco de pruebas para motores de elevación de 22.2 KW, para verificar su operatividad, simulando una carga de trabajo, en una empresa de grúas torre.	Se puede diseñar un banco de pruebas para motores de elevación de 22.2 KW, permitiría verificar su operatividad, simulando una carga de trabajo, en el taller de una empresa de grúas torre.		<p>Tipo Aplicada</p> <p>Enfoque Cuantitativa</p> <p>Nivel Descriptiva</p> <p>Diseño No experimental</p> <p>Población y muestra N/A</p> <p>Técnicas de recolección de datos Documental y empírica</p> <p>Procesamiento de datos AutomationStudio</p>
Problema Específico	Objetivos Específico	Hipótesis Específicas	Variable 1	
¿Cómo determinar los parámetros de diseño para el banco de pruebas de los motores de elevación de 22.2 KW en una empresa de grúas torre?	Determinar los parámetros de ingeniería de diseño para el banco de pruebas de los motores de elevación de 22.2 KW en una empresa de grúas torre.	Se puede determinar los parámetros de diseño para el banco de pruebas para motores de elevación de 22.2 KW en una empresa de grúas torre.	Diseño de banco de pruebas	
¿Cómo seleccionar los equipos y materiales del banco de prueba para motores de elevación de 22.2 KW en una empresa de grúas torre?	Seleccionar los equipos y materiales del banco de prueba para motores de elevación de 22.2 KW en una empresa de grúas torre.	Se puede realizar la selección de equipos y materiales para el banco de pruebas para motores de elevación de 22.2 KW en una empresa de grúas torre.	<p>Dimensiones</p> <ul style="list-style-type: none"> • Parámetros de diseño • Selección de equipos y materiales • Simulación y análisis computacional 	
¿Cómo simular el diseño de banco de pruebas para motores de elevación de 22.2 KW en una empresa de grúas torre?	Simular el diseño de banco de prueba para motores de elevación de 22.2 KW en una empresa grúas torre.	Se puede simular la operación del banco de pruebas para motores de elevación de 22.2 KW en una empresa de grúas torre.		

Anexo 2: Ficha técnica grúa torre Potain MCI85A

POTAIN[®]
by **Manitowoc**

EETAC
GRÚAS & EQUIPOS CRUZ DEL SUR

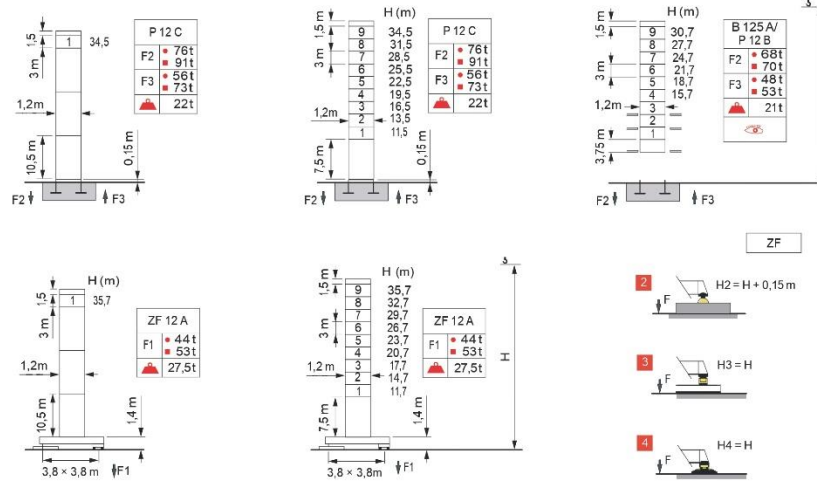
MCI 85 A/B



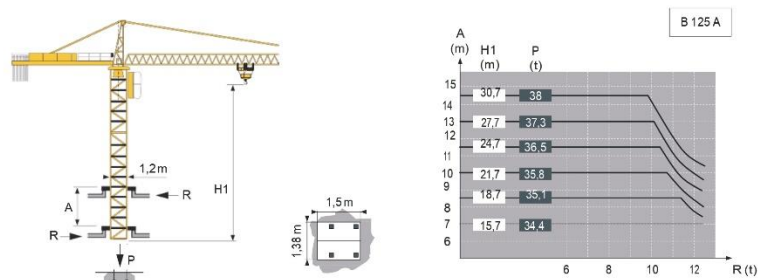
Av. El Sol Mz. J1 Lt. 1B, V.E.S - Lima - Perú / Telf.: (51-) 717-2378 (51-) 717-2379
www.etacperu.com.pe

Mât - Réactions / Mast - Reaktionskräfte / Mast - Reactions / Mástil - Reacciones / Torre - Reazioni
Tramo - Reações / Реакция опор мачты

1,2m
20 m < 50 m



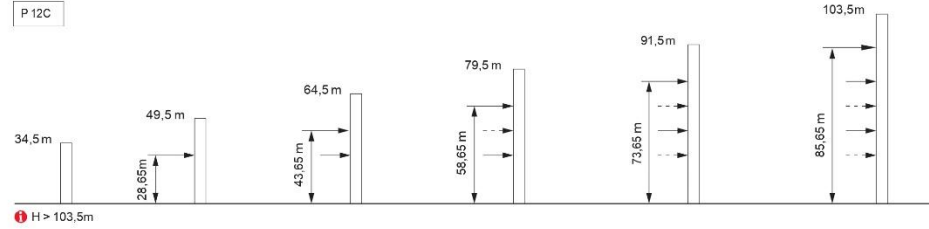
Télescopage sur dalles / Kletterkrane im Gebäude / Climbing Crane / Telescopage grua trepadora / Gru in cavedio
Telescopagem sobrelages / Кран, ползущий внутри здания



Av. El Sol Mz. J1 Lt. 1B, V.E.S - Lima - Perú / Telf.: (51-) 717-2378 (51-) 717-2379
www.etacperu.com.pe

Anclajes / Verankerungen / Anchorages / Anclajes / Ancoraggi
Анкоры/Анкеры

P 12C

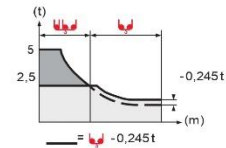


H > 103,5m

Curbes de charges / Lastkurven / Load curves / Curvas de cargas / Curve di carico
Curvas de carga / Кривые нагрузок



50 m	3,2	15	17	20	22	25	26,7	28,9	30	32	35	37	40	42	45	47	50	m
		5	4,3	3,6	3,2	2,7	2,5	2,5	2,4	2,2	2	1,9	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	t
45 m	3,2	16	17	20	22	25	27	28,4	30,8	32	35	37	40	42	45			m
		5	4,6	3,8	3,4	2,9	2,65	2,5	2,5	2,4	2,2	2	1,85	1,75	1,6			t
40 m	3,2	16,4	17	20	22	25	27	29,1	31,6	32	35	37	40					m
		5	4,8	3,9	3,5	3	2,75	2,5	2,5	2,45	2,2	2,1	1,9					t
35 m	3,2	16,4	17	20	22	25	27	29,1	31,6	32	35							m
		5	4,8	3,9	3,5	3	2,75	2,5	2,5	2,45	2,2							t
30 m	3,2	16,3	17	20	22	25	27	30										m
		5	4,8	3,9	3,5	3	2,75	2,4										t
25 m	3,2	16,3	17	20	22	25												m
		5	4,8	3,9	3,5	3												t
20 m	3,2	16,3	17	20														m
		5	4,8	3,9														t



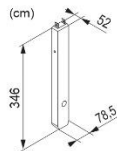
Lest de base / Grundballast / Base ballast / Lastre de base / Zavorra di base
 Lastro da base / Базовый Балласт

1,2 m	ZF 12 A	H (m)	35,7	34,2	32,7	31,2	29,7	28,2	26,7	25,2	23,7	22,2	20,7	19,2	17,7	16,2	14,7	13,2	11,7
			45	45	45	45	40	40	40	40	40	40	35	35	35	35	35	35	35

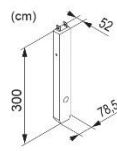
Lest de contre-fèche / Gegenauslegerballast / Counter-jib ballast / Lastre de contra-flecha / Zavorra di controbraccio
 Lastro da contra-lança / Противовесстрелы

	3400 kg	2950 kg	2250 kg	
50 m	2	2	0	12700
45 m	2	2	0	12700
40 m	1	1	2	10850
35 m	2	1	0	9750
30 m	2	0	1	9050
25 m	0	1	2	7450
20 m	2	0	0	6800

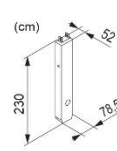
CG - 3400 kg



CP - 2950 kg



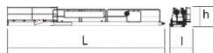
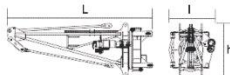
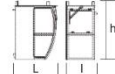
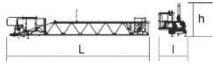
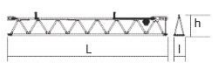
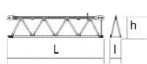
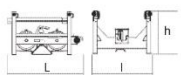

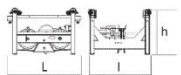


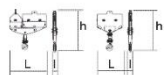


CM - 2250 kg




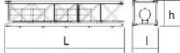


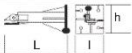

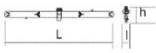

Encombrenment et poids / Abmessungen und Gewicht / Dimensions and weight / Dimensiones y peso / Ingombro e peso / dimensões e pesos / габаритные размеры и вес

Partie tournante / Drehender Kranteil / Slewing crane part / Parte giratoria
 Parte rotante / Parte rotativa / Поворотная часть : 50 m - 5PC 13/40LVF13










Partie tournante / Drehender Kranteil / Slewing crane part Parte giratoria / Parte rotante / Parte rotativa Поворотная часть		L (m)	l (m)	h (m)	kg (+/- 5%)	
Contre-fèche / Gegenausleger Counter-jib / Contra-flecha / Controbraccio / Contra-lança / Контр-стрела		11,83	1,25	1,45	1825	
Porte-fèche / Auslegerträger Cathead / Porta-flecha / Cuspide / Suporte de lança / Оголовок		4,825	1,55	1,775	2640	
cabine / Kabine cab / cabina cabina / cabina кабина		1,675	1,175	2,305	385	
Élément de fèche / Auslegerelement Jib section / Elemento de flecha / Elemento di braccio / Elemento de lança / Секция стрелы		①	10,2	1,809	1,673	1315
		25 PC 13 40 LVF 13	10,2	1,807	1,522	1505
Élément de fèche / Auslegerelement Jib section / Elemento de flecha / Elemento di braccio / Elemento de lança / Секция стрелы		④	10,2	0,797	1,09	1081
Élément de fèche / Auslegerelement Jib section / Elemento de flecha / Elemento di braccio / Elemento de lança / Секция стрелы		②	5,227	0,797	1,07	520,9
		③	5,227	0,797	1,07	520,9
		⑤	5,175	0,797	1,046	376,2
		⑥	5,174	0,797	1,046	375,4
		⑦	5,175	0,797	1,046	254,4
		⑧	5,175	0,797	1,046	248,2
Chariot / Laufkatze Trolley / Carrello Carro / Carro-distribuidor / Тележка		 5t	1,238	1,009	0,714	185
Chariot / Laufkatze Trolley / Carrello Carro / Carro-distribuidor / Тележка		 5t	1,136	1,009	0,714	175
		 2,5t	1,136	1,009	0,714	175
Moufle / Hubflasche Pulley block / Aparejo / Bozzello / Cadernal / Полиспаст		 5t	1,09	0,203	1,381	280
		 2,5t	0,74	0,139	1,171	150








Av. El Sol Mz. J1 Lt. 1B, V.E.S - Lima - Perú / Telf.: (51-) 717-2378 (51-) 717-2379
www.etacperu.com.pe



Equipement de télescage / Teleskopierüstung / Telescoping equipment Equipo de telescopaje / Equipaggiamento di telescopaggio / Equipamento de telescopagem Оборудование для телескопирования						
Sage de télescage / Teleskopwagen Telescopic cage / Jaula de telescopaje Gabbia di telescopaggio / Gaiola de telescopagem для телескопирования крана		1,2 m	6,3	3,610	3,628	1980
Mâtire / Mastwerk / Masts Mástil / Torre / Coluna Мачты						
SR 24 J		1,2 m	7,7	1,2895	1,26	1733
S 24C 1 S 24C 2		1,2m 1,2m	3,195 3,195	1,2895 1,2895	1,26 1,26	770 815
S 24 E SR 24 E		1,2m 1,2m	10,395 10,395	1,26 1,26	1,26 1,26	2185,4 2189,81
Bases / Kranbasen / Crane bases Bases / Basi / Bases фундамент подкран						
Pieds de scellement / VerankerungsfüÙe Fixing angles / Pie de empotramiento Montante da anegare / Angulos fixadores анкера		P 12 C	1,1	0,5	0,5	170
		R 12 C	0,68	0,5	0,5	145
Bras de croix / Fundamentkruzträger Cross girder / Brazo en cruz Braccio croce / Braço da cruz Поперечная балка		ZF 12 A	5,634	0,67	1,391	1540
		ZF 12 A	2,977 2,977	0,395 0,425	1,405 1,405	895 925

Mécanismes/Triebwerke/Mechanisms/Mecanismos/Meccanismi
 Mecanismos / Механизмы

400 V - 50 Hz									hp	kW				
	25 PC 13 (GH)	m/min	9	35,5	71	4,4	17,7	35,4	25	18,5	360 m			
		t	2,5	2,5	1,3	5	5	2,6						
	25 PC 13	m/min	6,6	33	66	3,3	16,5	33	25	18,5	323m			
		t	2,5	2,5	1,3	5	5	2,6						
40 LVF 13 (GH)	m/min	5	13	41	11	81,5	2,45	6,5	20,4	30,6	40,8	40	30	360 m
	t	2,5	2,5	2,5	1,9	1,25	5	5	5	3,75	2,5			
	4 D3 V3	m/min	15 < 30 < 58						4	3				
	RCV 60	rpm	0 < 0,8						8	5,8				
	ZF TVD 324 C1	m/min	12,5 < 25						2x7	2x5,2				

CEI 38  IEC 38	 kVA
400 V (+10% -10%) 50 Hz	25 PC 13 : 35 kVA 40 LVF 13 : 50 kVA

480 V - 60 Hz									hp	kW				
	25 PC 13 (GH)	m/min	10,5	42,5	85	5,3	21,2	42,5	30	22,1	360 m			
		t	2,5	2,5	1,3	5	5	2,6						
	25 PC 13	m/min	7,9	39,6	79,2	3,9	19,8	39,6	30	22,1	323m			
		t	2,5	2,5	1,3	5	5	2,5						
40 LVF 13 (GH)	m/min	5	13	41	11	81,5	2,45	6,5	20,4	30,6	40,8	40	30	360 m
	t	2,5	2,5	2,5	1,9	1,25	5	5	5	1,75	2,5			
	4 D3 V3	m/min	18 < 39 < 70						4,8	3,6				
	RCV 60	rpm	0 < 0,96						9,6	7				
	ZF TVD 324 C1	m/min	15 < 30						2x8,4	2x6,2				

CEI 38  IEC 38	 kVA
480 V (+6% -10%) 60 Hz	25 PC 13 : 42 kVA 40 LVF 13 : 50 kVA

Av. El Sol Mz. J1 Lt. 1B, V.E.S - Lima - Perú / Telf.: (51-) 717-2378 (51-) 717-2379
 www.etacperu.com.pe

Fuente: <https://www.etacperu.com.pe/pdfs/POTAIN-MCI85A.pdf>

Anexo 3: Ficha técnica bomba de engranajes internos REXROTH

The Drive & Control Company

Rexroth
Bosch Group

Bomba a engranajes con dentado interior, cilindrada constante

RS 10227/2018-08 1/24
Reemplaza a: 12.10

Tipo PGH

Series constructivas 4 y 5
Serie del aparato: 3X
Máxima presión de servicio 350 bar
Máxima cilindrada 250 cm³



H7417_d

Índice

Contenido	Página
Características	1
Datos para el pedido bombas simples	2
Funcionamiento, corte, símbolo	3
Datos técnicos	4 y 5
Curvas características	Según consulta
Dimensiones de bombas simples	6 hasta 11
Conexiones	12
Combinaciones de bombas	13
Dimensiones de combinaciones de bombas	14 hasta 18
Indicaciones de proyecto	19 hasta 22
Indicaciones de puesta en servicio	23

Características

- Cilindrada constante
- Bajo ruido de servicio
- Reducida pulsación del caudal
- Elevado rendimiento también con bajas revoluciones y viscosidad por compensación de huelgos
- Adecuada para amplios rangos de viscosidad y velocidad de rotación
- Todos los tamaños constructivos y nominales son combinables entre sí
- Combinable con bombas a engranajes con dentado interior, bombas a paletas y bombas a pistones axiales
- Adecuada para servicio con fluido hidráulico HFC (versión de junta "W")
- Aplicación:
Para servicio permanente con altas potencias y presiones con número de ciclos de carga muy elevado, por ej. máquinas para plásticos, prensas automáticas, máquinas para fundición y aplicaciones especiales con servicio de carga de acumulador.

Informaciones sobre repuestos suministrables:
www.boschrexroth.com/spc

Datos para el pedido bombas simples

PG	H	-3X/						*	
Serie		Otros datos en texto explícito							
Bomba de alta presión = H		Tipo de conexión							
Tamaño constructivo		U2 = Brida de sujeción SAE de 2 agujeros							
TC4 = 4	E4 = ¹⁾ Brida de sujeción ISO de 4 agujeros según ISO 3019-2 y VDMA 24560								
TC5 = 5	Material de juntas								
Serie del aparato: Serie 30 hasta 39 = 3X (30 hasta 39: Medidas invariadas de conexión y montaje)		V = Juntas FKM							
Tamaños nominales		W = ²⁾ Junta de eje de NBR (el resto de las juntas de FKM)							
	TN	Cilindrada/revolución	Conexión de tubería ³⁾						
TC4	20	20,10 cm ³	= 020	07 = Brida SAE serie de presión estándar					
	25	25,30 cm ³	= 025	11 = Brida SAE serie de presión alta					
	32	32,70 cm ³	= 032	Versión de ejes					
	40	40,10 cm ³	= 040	E = Cilíndrico					
	50	50,70 cm ³	= 050	R = Dentado envolvente SAE					
TC5	63	64,70 cm ³	= 063	Sentido de rotación (mirando hacia el extremo de eje)					
	80	81,40 cm ³	= 080	R = Hacia la derecha					
	100	100,20 cm ³	= 100	L = Hacia la izquierda (a pedido)					
	125	125,30 cm ³	= 125						
	160	162,80 cm ³	= 160						
	200	200,40 cm ³	= 200						
	250	250,50 cm ³	= 250						

No son posibles todas las variantes según el código de tipo! Seleccione la bomba deseada mediante las tablas de selección (páginas 6 hasta 11) o según consulta con Bosch Rexroth.

¹⁾ Sólo en combinación con ejes cilíndricos (según VDMA), sólo con giro hacia la derecha

²⁾ Para servicio con fluido hidráulico HFC

³⁾ Para cada tamaño nominal está determinado un tipo de conexión 07 u 11:
 07: PGH4-3X/200/250...
 11: PGH4-3X/020/025/032/040/050...
 PGH5-3X/063/080/100/125/160...

Las conexiones de aspiración están todas realizadas para serie de presión estándar (medidas, ver página 12).

Tipos preferentes PGH4-3X	
Tipo	Nro. de material
PGH4-3X/020RE11VU2	R901147100
PGH4-3X/025RE11VU2	R901147101
PGH4-3X/032RE11VU2	R901147102
PGH4-3X/040RE11VU2	R901147103
PGH4-3X/050RE11VU2	R901147104

Tipos preferentes PGH5-3X	
Tipo	Nro. de material
PGH5-3X/063RE11VU2	R901147115
PGH5-3X/080RE11VU2	R901147116
PGH5-3X/100RE11VU2	R901147117
PGH5-3X/125RE11VU2	R901147118
PGH5-3X/160RE11VU2	R901147119
PGH5-3X/200RE07VU2	R901147120
PGH5-3X/250RE07VU2	R901147121

Datos técnicos (¡consúltenos en caso de utilizar el equipo fuera de los valores indicados!)

Tamaño constructivo		TC	PGH4						
Tamaño nominal	TN		20	25	32	40	50		
Masa	<i>m</i>	kg	14	14,5	15	16	17		
Rango de revoluciones ¹⁾	n_{\min}	min ⁻¹	200	200	200	200	200		
	n_{\max}	min ⁻¹	3000	3000	3000	3000	3000		
Cilindrada	<i>V</i>	cm ³	20,1	25,3	32,7	40,1	50,7		
Caudal ²⁾	q_v	l/min	28,9	36,3	46,9	57,6	72,8		
Momento de inercia (sobre eje de accionamiento)	<i>J</i>	kgm ²	0,00037	0,00045	0,00055	0,00066	0,00081		
Consumo de potencia	P_{adm}	kW							
Mín. potencia de accionamiento requerida (para $p \approx 1$ bar)			1,1	1,1	1,1	1,1	1,5		
Máx. potencia de accionamiento admisible			35	44	56	61	66		
Presión de servicio, absoluta			0,8 hasta 2 (brevemente en el arranque 0,6 bar)						
- Entrada	p	bar							
Presión nominal	p_N	bar							
- Salida, continua	Fluido HLP		315			250			
	Fluido especial ³⁾		220			175			
intermitente ⁴⁾	p_{\max}	bar							
	Fluido HLP		350			250			
	Fluido especial ³⁾		245			210			
Tamaño constructivo		TC	PGH5						
Tamaño nominal	TN		63	80	100	125	160	200	250
Masa	<i>m</i>	kg	42	43,5	45,5	48	52	55,5	60,5
Rango de revoluciones ¹⁾	n_{\min}	min ⁻¹	200	200	200	200	200	200	200
	n_{\max}	min ⁻¹	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000
Cilindrada	<i>V</i>	cm ³	64,7	81,4	100,2	125,3	162,8	200,4	250,5
Caudal ²⁾	q_v	l/min	92,8	116,9	143,8	179,8	233,7	287,7	359,6
Momento de inercia (sobre eje de accionamiento)	<i>J</i>	kgm ²	0,00237	0,00289	0,00329	0,00407	0,00506	0,00623	0,00760
Consumo de potencia	P_{adm}	kW							
Mín. potencia de accionamiento requerida (para $p \approx 1$ bar)			1,8	2,2	3	4	5,5	7,5	7,5
Máx. potencia de accionamiento admisible			96	103	129	161	134	140	134
Presión de servicio, absoluta			0,8 hasta 2 (brevemente en el arranque 0,6 bar)						
- Entrada	p	bar							
Presión nominal	p_N	bar							
- Salida, continua	Fluido HLP		315			210	170	135	
	Fluido especial ³⁾		220			145	115	90	
intermitente ⁴⁾	p_{\max}	bar							
	Fluido HLP		350			260	210	170	
	Fluido especial ³⁾		245			180	145	115	

¹⁾ Fluido hidráulico HFC: velocidad de accionamiento

$n_{\max} = 2000 \text{ min}^{-1}$

²⁾ Medido con $n = 1450 \text{ min}^{-1}$, $p = 10 \text{ bar}$ y $y = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$

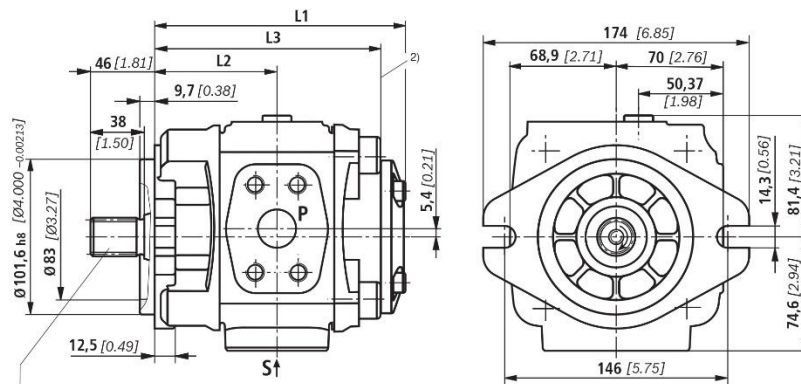
³⁾ ¡Atención!

Para estos medios rigen las restricciones para fluidos hidráulicos especiales

⁴⁾ Máx. 10 s, a lo sumo 50 % del tiempo de conexión

Dimensiones del tamaño constructivo 4 (medidas nominales en mm [*inch*])PGH4-3X/...**R**...VU2**Eje de accionamiento dentado, brida de sujeción SAE de 2 agujeros**
(bomba central y posterior para combinación)

Tipo	TN	Nro. de material		L1	L2	L3	S ¹⁾	P ¹⁾
		"R" a derecha	"L" a izquierda					
PGH4-3X/020..R11VU2	R901147110	Según consulta	Según consulta	145 [5.71]	70,5 [2.78]	129 [5.08]	1" S	3/4" H
PGH4-3X/025..R11VU2	R901147111	Según consulta	Según consulta	150 [5.91]	73 [2.87]	134 [5.28]	1 1/4" S	3/4" H
PGH4-3X/032..R11VU2	R901147112	Según consulta	Según consulta	157 [6.18]	76,5 [3.01]	141 [5.55]	1 1/2" S	1" H
PGH4-3X/040..R11VU2	R901147113	Según consulta	Según consulta	164 [6.46]	80 [3.15]	148 [5.83]	1 1/2" S	1" H
PGH4-3X/050..R11VU2	R901147114	Según consulta	Según consulta	174 [6.85]	85 [3.35]	158 [6.22]	2" S	1" H



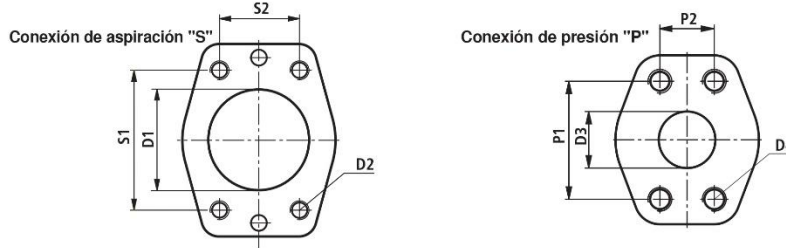
Eje 25-4; SAE J744 JUL 88;
 Dentado envolvente
 ANSI B92.1a-1976,
 15T 16/32 DP 30°

¹⁾ S = Serie de presión estándar, H = Serie de alta presión;
 medidas precisas ver tabla página 12

²⁾ Aquí comienza la pieza de unión en bombas de combinación

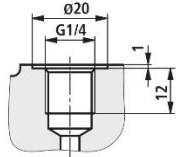
Se representa una bomba con giro a la derecha, en las de giro a la izquierda la conexión de presión se sitúa opuesta!

Conexiones (medidas en mm [inch])

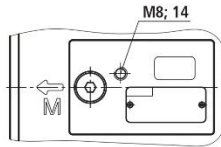


TC	TN	Agujeros / conexión de aspiración S	D1	D2	S1	S2	Agujeros / conexión de presión P	D3	D4	P1	P2
4	020	1" 5000 PSI	Ø25 [Ø0.984]	M10; 18	52,4 [2.063]	26,2 [1.032]	3/4" 6000 PSI	Ø19 [Ø0.748]	M10; 18	50,8 [2.000]	23,8 [0.937]
	025	1 1/4" 4000 PSI	Ø32 [Ø1.260]	M10; 18	58,7 [2.311]	30,2 [1.189]	3/4" 6000 PSI	Ø19 [Ø0.748]	M10; 18	50,8 [2.000]	23,8 [0.937]
	032	1 1/2" 3000 PSI	Ø38 [Ø1.496]	M12; 21	69,9 [2.752]	35,7 [1.406]	1" 6000 PSI	Ø25,4 [Ø1.000]	M12; 23	57,2 [2.252]	27,8 [1.094]
	040	1 1/2" 3000 PSI	Ø38 [Ø1.496]	M12; 21	69,9 [2.752]	35,7 [1.406]	1" 6000 PSI	Ø25,4 [Ø1.000]	M12; 23	57,2 [2.252]	27,8 [1.094]
	050	2" 3000 PSI	Ø51 [Ø2.008]	M12; 21	77,8 [3.063]	42,9 [1.689]	1" 6000 PSI	Ø25,4 [Ø1.000]	M12; 23	57,2 [2.252]	27,8 [1.094]
5	063	2" 3000 PSI	Ø51 [Ø2.008]	M12; 21	77,8 [3.063]	42,9 [1.689]	1 1/4" 6000 PSI	Ø32 [Ø1.260]	M12; 21	66,6 [2.622]	31,8 [1.252]
	080	2" 3000 PSI	Ø51 [Ø2.008]	M12; 21	77,8 [3.063]	42,9 [1.689]	1 1/4" 6000 PSI	Ø32 [Ø1.260]	M12; 21	66,6 [2.622]	31,8 [1.252]
	100	2 1/2" 2500 PSI	Ø64 [2.520]	M12; 23	88,9 [3.500]	50,8 [2.000]	1 1/2" 6000 PSI	Ø38 [Ø1.496]	M16; 30	79,3 [3.122]	36,5 [1.437]
	125	2 1/2" 2500 PSI	Ø64 [2.520]	M12; 23	88,9 [3.500]	50,8 [2.000]	1 1/2" 6000 PSI	Ø38 [Ø1.496]	M16; 30	79,3 [3.122]	36,5 [1.437]
	160	3" 2000 PSI	Ø76 [Ø2.992]	M16; 30	106,4 [4.189]	61,9 [2.437]	2" 6000 PSI	Ø51 [Ø2.008]	M20; 35	96,8 [3.811]	44,5 [1.752]
	200	3 1/2" 500 PSI	Ø89 [Ø3.504]	M16; 30	120,7 [4.752]	69,9 [2.752]	2" 3000 PSI	Ø51 [Ø2.008]	M12; 23	77,8 [3.063]	42,9 [1.689]
	250	3 1/2" 500 PSI	Ø89 [Ø3.504]	M16; 30	120,7 [4.752]	69,9 [2.752]	2 1/2" 2500 PSI	Ø64 [Ø2.520]	M12; 23	88,9 [3.500]	50,8 [2.000]

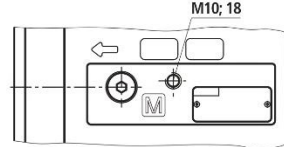
Conexión de medición
PGH4-3X/... y PGH5-3X/...



Rosca para transporte PGH4-3X/...



Rosca para transporte PGH5-3X/...



Anexo 4: Ficha técnica manguera hidráulica SAE100R15



HIDRÁULICAS

fp CÓDIGO MA0018 SAE 100 R13/EN 856 R13

TUBO: Caucho sintético especial resistente a aceites hidráulicos a base de glicol, mineral y vegetal.
REFUERZO: 4 o 6 espirales de alambres de acero de alta resistencia.
COBERTURA: Caucho sintético especial, resistente a aceites hidráulicos, abrasivos e intemperie.
APLICACIÓN: Para sistemas hidráulicos con alto pico de presión y condiciones difíciles de operación.
TEMPERATURA: -40 a +120°C.

CÓDIGO	DIAM. INT.		PRESIÓN DE TRABAJO	
	PUL.	MM.	Lbs./Pulg.2	Kgs./cm2
MA0018-2400	¾"	19	5000	345
MA0018-3200	1"	25	5000	354
MA0018-4000	1 ¼"	32	5000	345
MA0018-4800	1 ½"	38	5000	345
MA0018-5800	2"	51	5000	345



HIGH PERFORMANCE / flexpowergroup.com

EN 856 R13/SAE 100 R13 1" - DN25 - WP 345 BAR / 5000 PSI

fp CÓDIGO MA0019 SAE 100 R15

TUBO: Caucho sintético resistente a aceites hidráulicos a base de glicol, mineral y vegetal.
REFUERZO: 4 o 6 espirales de alambre de acero de alta resistencia.
COBERTURA: Caucho sintético especial, resistente a aceites hidráulicos, abrasivos e intemperie.
APLICACIÓN: Para sistemas hidráulicos con alto pico de presión y condiciones difíciles de operación.
TEMPERATURA: -40 a +120°C.

CÓDIGO	DIAM. INT.		PRESIÓN DE TRABAJO	
	PUL.	MM.	Lbs./Pulg.2	Kgs./cm2
MA0019-1200	3/8"	10	6090	420
MA0019-1600	½"	13	6090	420
MA0019-2000	5/8"	16	6090	420
MA0019-2400	¾"	19	6090	420
MA0019-3200	1"	25	6090	420
MA0019-4000	1 ¼"	32	6090	420
MA0019-4800	1 ½"	38	6090	420



HIGH PERFORMANCE / flexpowergroup.com

HYDRAULIC BRAKE HOSE SAE J 1401 1/8" - DB32 - WP 276 BAR/4002 PSI

PAGE / PÁG.
12

info@flexpowergroup.com

flexpowergroup.com

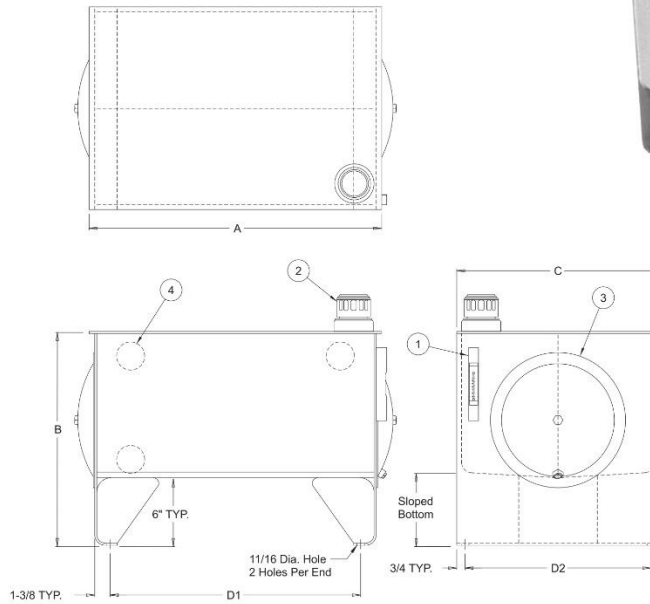
HIGH PERFORMANCE



Anexo 5: Ficha técnica deposito hidráulico VESCOR

J.I.C. TYPE RESERVOIRS

Style A



Each Style A Reservoir Includes:

1. (1) Oil Level & Temp. Gauge
2. (1) Riser with Filler Breather
3. (2) Steel Endcovers with Gaskets
- * (1) Endcover includes 3/4" NPT Drain
4. Baffle with cutouts for circulation
5. Exterior of reservoir prime painted
6. Interior of reservoir coated with rust preventive oil

Sight Gauge

- 10 to 200 gallon - 5" sight gauge (ALG5T)
- 300 gallon and up - 10" sight gauge (FMALG10T)

Filler Breather

Bayonet Style - 40 micron (5201)

Sight Gauge and Filler Breather shipped loose inside reservoir

Capacity Gallons	Vescor Part Number	Tank Dimensions (inches)					Material Thickness		Shipping Weight	
		A Length	B Height	C Width	Mounting Centers D1 ±1/8"	Mounting Centers D2 ±1/8"	End Cover	End		Top
10	10010	22"	19"	18"	18 1/4"	16 1/2"	12"	7 GA.	7 GA.	105#
15	10015	26"	19"	18"	22 1/4"	16 1/2"	12"	7 GA.	7 GA.	105#
20	10020	30"	19"	18"	26 1/4"	16 1/2"	12"	7 GA.	7 GA.	124#
30	10030	36"	19 3/8"	24"	32 1/4"	22 1/2"	12"	7 GA.	7 GA.	178#
40	10040	36"	21"	24"	32 1/4"	22 1/2"	12"	7 GA.	7 GA.	190#
50	10050	36"	23"	24"	32 1/4"	22 1/2"	16"	7 GA.	7 GA.	200#
60	10060	48"	20 1/16"	27"	44 1/4"	25 1/2"	16"	7 GA.	3/8"	314#
80	10080	60"	21 1/2"	27"	56 1/4"	25 1/2"	16"	7 GA.	3/8"	398#
100	100100	60"	23 1/2"	27"	56 1/4"	25 1/2"	16"	7 GA.	3/8"	418#
120	100120	60"	27"	30"	56 1/4"	28 1/2"	16"	3/8"	3/8"	616#
150	100150	60"	31"	30"	56 1/4"	28 1/2"	16"	3/8"	3/8"	681#
200	100200	72"	29 3/8"	36"	68 1/4"	34 1/2"	18"	3/8"	3/8"	908#
300	100300	72"	38 1/2"	36"	68 1/4"	34 1/2"	18"	3/8"	3/8"	999#
400	100400	72"	38 1/2"	48"	68 1/4"	46 1/2"	18"	3/8"	1/2"	1578#
500	100500	72"	43"	48"	68 1/4"	46 1/2"	18"	3/8"	1/2"	1733#
600	100600	96"	43"	48"	92 1/4"	46 1/2"	18"	3/8"	1/2"	1838#
700	100700	96"	49"	48"	92 1/4"	46 1/2"	18"	3/8"	1/2"	1996#

NOTE: WITH VESCORS' POLICY OF CONSTANTLY IMPROVING ITS PRODUCTS, SPECIFICATIONS ARE SUBJECT TO CHANGE WITHOUT NOTICE.

1 MAY 01

6

Anexo 6: Ficha técnica aceite hidráulico SHELL Tellus S2 MX68



Technical Data Sheet

Shell Tellus S2 MX 68

- Mayor vida útil
- Máxima protección
- Mantiene la eficiencia del sistema
- Aplicaciones Industriales

Fluido Hidráulico avanzado de altas prestaciones, basado en aceites base API Grupo II, especialmente indicado para aplicaciones industriales de alta demanda.

Los aceites Shell Tellus S2 MX son fluidos hidráulicos de alto rendimiento basados en aceites de base API Grupo II que proporcionan protección y prestaciones sobresalientes en la mayoría de los equipos industriales y en muchos equipos móviles. Su alta resistencia a la oxidación y estabilidad térmica ayudan a prevenir la formación de depósitos y lacas que pueden disminuir la eficiencia de su sistema de transmisión hidráulica.

DESIGNED TO MEET CHALLENGES

Propiedades y ventajas

• Larga vida útil del fluido - Ahorro de mantenimiento

Los fluidos Shell Tellus S2 MX ayudan a prolongar los intervalos de mantenimiento del equipo al resistir la degradación térmica y química. Esto minimiza cualquier formación de lodos nocivos y proporciona una mayor fiabilidad y limpieza del sistema.

Shell Tellus S2 MX también ofrecen una buena estabilidad en presencia de humedad, lo que garantiza una larga vida útil del fluido y reduce el riesgo de corrosión y oxidación, incluso en sistemas hidráulicos en servicio intermitente: Arranques y paradas frecuentes.

• Versátil y robusta protección anti desgaste

Tellus S2 MX está diseñado para satisfacer las demandas técnicas de los modernos sistemas hidráulicos, incluyendo las nuevas especificaciones de los fabricantes de componentes, como la clasificación de fluidos Rexroth RDE 90245 de Bosch, y mejoran el rendimiento en condiciones de Extrema Presión (EP) en la prueba FZG (Etapa de fallo 11 / ISO VG 32). También demuestra un excelente rendimiento en las duras pruebas Denison T6H20C (versiones seca y húmeda) y la exigente Eaton Vickers 35VQ25. Los fluidos Shell Tellus S2 MX ayudan a mantener la integridad y alargar la vida útil de los componentes del sistema.

• Mantiene la eficiencia y rendimiento del sistema

Su excelente filtrabilidad, incluso a través de filtros muy finos, y las características de separación de agua de alto rendimiento, liberación del aire y capacidad antiespumante ayudan a mantener o mejorar la eficiencia de los sistemas hidráulicos. La optimización, de las características de fricción, también ayudan a reducir los efectos negativos del fenómeno de avance a saltos (Stick-Slip) en cilindros y bancadas.

Su alto nivel de limpieza y capacidad de ser filtrado, con la menor pérdida de carga a través de filtros, ayudan a reducir el impacto de los contaminantes y/o colmatado prematuro en los sistemas de filtrado, permitiendo una mayor vida útil de los mismos y mejorando la protección de los equipos y sus componentes.

Los fluidos Shell Tellus S2 MX están formulados para un control excepcional en la baja formación y estabilidad de la espuma y una excelente y rápida liberación de aire para facilitar la transferencia eficiente de energía hidráulica, incluso en sistemas hidráulicos compactos, y minimizar de esta manera los efectos de la oxidación y por cavitación que puede acortar la vida del fluido y los equipos lubricados.

Aplicaciones principales



• Sistemas hidráulicos industriales

Los fluidos Shell Tellus S2 MX son adecuados para una amplia gama de aplicaciones de energía hidráulica que se encuentran en los todos entornos y sectores industriales. Sus excepcionales propiedades de superficie: Separación del aire y baja tendencia a la formación de espuma, los convierten en un perfecto aliado y componente clave en sistemas hidráulicos compactos equipados con tanques de aceite reducidos.

• Equipos móviles de transmisión de energía hidráulica.

Los fluidos Shell Tellus S2 MX pueden usarse eficazmente en aplicaciones de energía hidráulica móvil, como excavadoras y grúas, excepto donde se encuentran variaciones significativas de temperatura ambiente. Para estas aplicaciones recomendamos Shell Tellus S2 VX.

• Sistemas hidráulicos en aplicaciones marinas

Conveniente para las aplicaciones marinas donde se recomiendan fluidos hidráulicos de la categoría o clase ISO HM y/o DIN HLP.

Especificaciones, Aprobaciones & Recomendaciones

Shell Tellus S2 MX está diseñado para exceder los requisitos de:

- Bosch Rexroth RDE 90245: Fluido certificado y listado.
- Parker Denison (HF-0, HF-1, HF-2)
- Eaton E-FDGN-TB002-E
- Fives (Cincinnati Machine) P-69
- ISO 11158 (Fluido HM)
- DIN 51524 Parte 2 - Clase HLP
- ASTM D 6158-05 (Fluidos HM)
- Swedish Standard SS 15 54 34 AM

Para obtener una lista completa de las aprobaciones y recomendaciones de los fabricantes de equipos (OEM), consulte a su asesor técnico o comercial de Shell.

Compatibilidad y miscibilidad

• Versatilidad

Los fluidos Shell Tellus S2 MX son adecuados para su uso con la mayoría de las bombas y otros componentes hidráulicos.

• Compatibilidad de fluidos

Los fluidos Shell Tellus S2 MX son compatibles con la mayoría de los otros fluidos hidráulicos a base de aceite mineral. Sin embargo, los fluidos hidráulicos minerales no deben mezclarse con otros tipos de fluidos (Ejemplo: Fluidos biodegradables o resistentes al fuego). En cualquier caso, recomendamos vaciar el sistema por completo o tanto como sea posible para obtener las máximas prestaciones de los aceites Shell Tellus S2 MX.

• Compatibilidad mejorada con juntas y retenes, selladores y pinturas

Los fluidos Shell Tellus S2 MX son compatibles con los elementos y materiales de estanqueidad y pinturas normalmente especificados para uso con aceites minerales.

Características físicas típicas

Propiedades			Method	Shell Tellus S2 MX 68
Clase ISO / DIN				HM/HLP
Viscosidad Cinemática	@0°C	cSt	ASTM D445	1000
Viscosidad Cinemática	@40°C	cSt	ASTM D445	68
Viscosidad Cinemática	@100°C	cSt	ASTM D445	8.9
Índice de Viscosidad			ISO 2909	105
Densidad	@15°C	kg/l	ISO 12185	0.860
Punto de Inflamación (COC)		°C	ISO 2592	230
Punto de Congelación		°C	ISO 3016	-24
Color			ASTM D1500	L0.5
Separación del Agua		minutos	ASTM D1401	20
Ensayo de vida TOST		horas	ASTM D943	5000

Estas propiedades se refieren a características físicas medias. Las características de cada producción se adaptarán a las especificaciones de Shell, por lo que pueden existir ligeras variaciones con respecto a los valores indicados.

Seguridad, higiene y medio ambiente

• Seguridad e Higiene

Los lubricantes Shell Tellus S2 MX no producen efectos nocivos cuando se utilizan en las aplicaciones recomendadas y se respetan unas adecuadas prácticas de Seguridad e Higiene en el trabajo.

Evite el contacto con la piel. Emplee guantes impermeables si manipula el aceite usado. En caso de contacto con la piel, lávese inmediatamente con agua y jabón.

Para mayor información sobre este particular, recomendamos consultar la Ficha de Datos de Seguridad (FDS) del producto, disponible a través del Centro de Servicio al Cliente, de la Red Comercial de Shell o en <http://www.epc.Shell.com/>

• Proteja el medioambiente

Lleve el aceite usado a un punto de recogida autorizado. No lo derrame en desagües, suelo o agua.

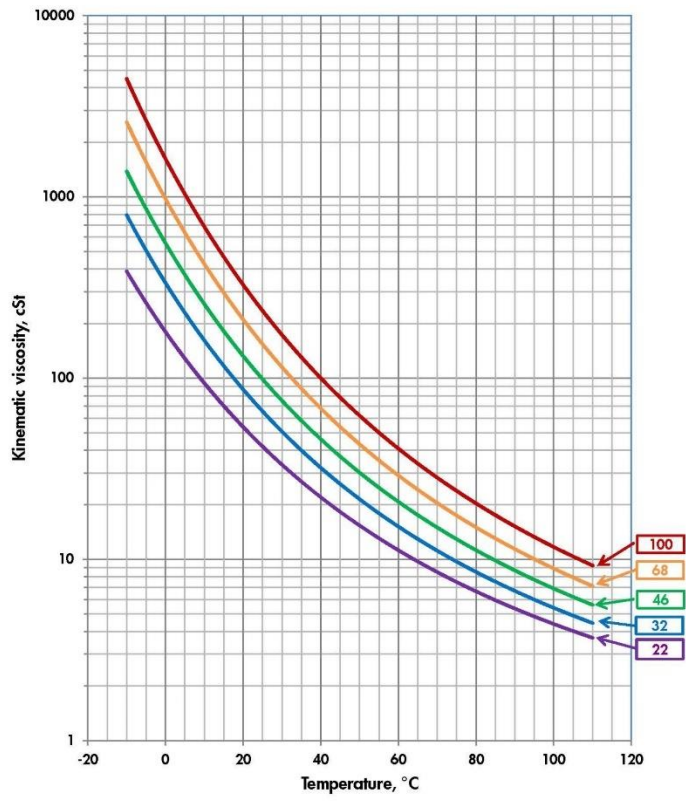
Información adicional

• Asistencia Técnica

Póngase en contacto con su representante técnico de Shell, que podrá ofrecerte soporte en la selección de productos y sobre las aplicaciones no incluidas en este boletín, como también orientación para extender la vida útil del aceite y minimizar sus gastos de mantenimiento.

El servicio Shell LubeAnalyst permite al operador del equipo monitorizar el estado del aceite y del equipo y tomar medidas correctivas cuando sea necesario. Esto ayuda a evitar averías y costoso tiempo de inactividad, incrementando al mismo tiempo la vida útil de los equipos.

Viscosity - Temperature Diagram for Shell Tellus S2 MX

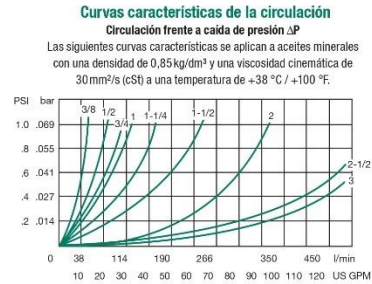
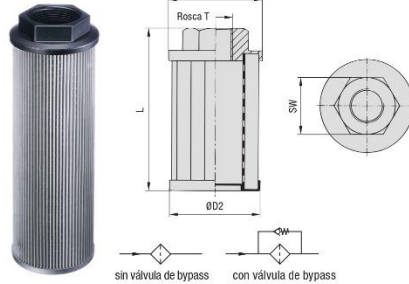


Anexo 7: Ficha técnica filtro de succión STAUFF

Cestillos de succión



Cestillo de succión (tapa de poliamida) Tipo SUS



D

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 (125µm); grados de filtración alternativos de 60µm y 250µm 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.

Materiales alternativos a petición.

Dimensiones y datos técnicos (versión con rosca interior BSP)

Tamaño	Rosca T	Dimensiones (mm/in)				Superficie de filtrado	Flujo máx.
		ØD1	ØD2	L	SW		
040-G06-075	G3/8 BSP	39.5	38.5	75	22	279 cm ²	12 l/min
		1.56	1.53	2.93	.87	43 in ²	3.1 US GPM
050-G06-067	G3/8 BSP	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-G08-105	G1/2 BSP	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-G12-105	G3/4 BSP	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-G16-140	G1 BSP	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-G20-140	G1-1/4 BSP	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-G24-140	G1-1/2 BSP	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
102-G24-200	G1-1/2 BSP	102	100	200	72	2427 cm ²	140 l/min
		4.02	3.94	7.87	2.83	376 in ²	36.4 US GPM
102-G32-200	G2 BSP	102	100	200	72	2427 cm ²	230 l/min
		4.02	3.94	7.87	2.83	376 in ²	59.8 US GPM
102-G32-225	G2 BSP	102	100	225	72	2811 cm ²	230 l/min
		4.02	3.94	8.86	2.83	436 in ²	59.8 US GPM
102-G32-260	G2 BSP	102	100	260	72	3249 cm ²	230 l/min
		4.02	3.94	10.24	2.83	504 in ²	59.8 US GPM
102-G32-300	G2 BSP	102	100	300	72	3798 cm ²	230 l/min
		4.02	3.94	11.81	2.83	589 in ²	59.8 US GPM
131-G40-191	G2-1/2 BSP	131	128	191	86	2430 cm ²	340 l/min
		5.16	5.04	10.24	3.39	377 in ²	88.4 US GPM
131-G40-212	G2-1/2 BSP	131	128	212	86	2748 cm ²	340 l/min
		5.16	5.04	8.35	3.39	426 in ²	88.4 US GPM
131-G48-272	G3 BSP	131	128	272	96	3626 cm ²	400 l/min
		5.16	5.04	10.71	3.78	562 in ²	104 US GPM
150-G32-151	G2 BSP	150	145	151	70	1812 cm ²	400 l/min
		5.91	5.71	5.94	2.76	281 in ²	104 US GPM

Dimensiones y datos técnicos (modelo con rosca interior NPT)

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
102-N24-200	1-1/2 NPT	102	100	200	72	2427 cm ²	140 l/min
		4.02	3.94	7.87	2.83	376 in ²	36.4 US GPM
102-N32-260	2 NPT	102	100	260	72	3249 cm ²	230 l/min
		4.02	3.94	10.24	2.83	504 in ²	59.8 US GPM
131-N40-212	2-1/2 NPT	131	128	212	86	2748 cm ²	340 l/min
		5.16	5.04	8.35	3.39	426 in ²	88.4 US GPM
131-N48-272	3 NPT	131	128	272	96	3626 cm ²	400 l/min
		5.16	5.04	10.71	3.78	562 in ²	104 US GPM



Anexo 8: Ficha técnica tapa de llenado STAUFF

Filtros de llenado y ventilación

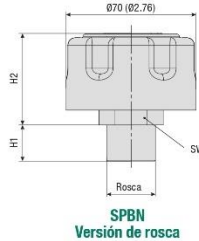


Filtro de llenado y ventilación de plástico Tipo SPBN (Modelo compacto; versión de rosca o de bayoneta)

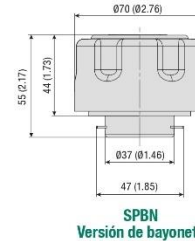
B



Altura sobre el depósito
~15 mm / ~.59 in
en comparación con
Tipo SPB-2



SPBN
Versión de rosca



SPBN
Versión de bayoneta

Características del producto

Llenado y ventilación de depósitos hidráulicos; permite la ventilación permanente al tiempo que protege frente a suciedad; ideal para aplicaciones que requieren una instalación que ocupe poco espacio.

Características

- Diámetro de tapa Ø 70 mm / 2.76 in
- Versión de rosca con rosca exterior BSP (ISO 228) o rosca exterior NPT (ANSI B1.20.1)
- Versión de bayoneta para fijación por brida de seis orificios con un diagrama de conexión conforme a DIN 24557, sección 2
- Margen de uso para temperaturas:
-40 °C ... +120 °C / -40 °F ... +248 °F

Materiales

- Cuerpo y tapa de poliamida (PA) reforzada con fibra de vidrio
- Boquillas de acero, galvanizadas
- Brida de bayoneta de acero, galvanizada
- Criba de acero, galvanizada o de poliamida (PA)
- Juntas de NBR (Buna-N®)

Materiales alternativos disponibles a petición.

Accesorios/Opciones

- Juegos de adaptadores de rosca para cribas de llenado (incluidos criba de llenado, juntas y tornillos)
- Entrada de presión de hasta 0,7 bar / 10 PSI
- Elemento del filtro de aire
- Pantalla protectora (solo para la versión de rosca)
- Varilla de medición de plástico con pantalla protectora integrada
- Varilla de medición de plástico con imán integrado
- Separador de gotas

Ver páginas 29 y 47 para obtener más información.

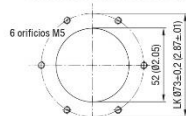
Producción de aire máxima

- 0,40 m³/min / 14,13 cfm

Ver página 29 para curvas características de la circulación.

Instalación

- Fijación por brida de seis orificios con un diagrama de conexión conforme a DIN 24557, sección 2 (tipo SPB-5):



- 6 tornillos de cabeza plana con ranura (ISO 1580 MS x 12-5.8); Incluidos en el volumen de suministro de los juegos de adaptadores de rosca para cribas de llenado

Dimensiones (versión de rosca)

Rosca	Dimensiones (mm)/in		
	H1	H2	SW
G3/4 BSP exterior (ISO 228)	19.5	49.5	30
	.77	1.95	1.18

Rosca	Dimensiones (mm)/in		
	H1	H2	SW
3/4 NPT exterior (ANSI B1.20.1)	19.5	49.5	30
	.77	1.95	1.18

Clave de pedido



1 Tipo

Filtro de llenado y ventilación de plástico (versión compacta) **SPBN**

2 Versión

Diámetro de tapa Ø70 mm (Ø2.76 in) **2**

3 Entrada de presión

Sin entrada de presión (estándar de entrega) **0**
 Con entrada de presión de 0,2 bar / 3 PSI **B0.2**
 Con entrada de presión de 0,35 bar / 5 PSI **B0.35**
 Con entrada de presión de 0,7 bar / 10 PSI **B0.7**

Ver página 29 para obtener más información.

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

10 µm espuma/PUR (estándar de entrega) **10**
 40 µm espuma/PUR **40**

Materiales/grados de filtración alternativos a petición.

5 Conexión

Versión de rosca; rosca exterior G3/4 **B12**
 Versión de rosca; rosca exterior 3/4 NPT **N12**
 Versión de bayoneta; ventilador sin accesorios **BS**
 Versión de bayoneta; ventilador con juego de adaptadores de rosca (incluidos brida de bayoneta, juntas y tornillos) **BM**
 Versión de bayoneta; opción BS y criba de llenado metálica con diagrama de conexión de brida (80 mm / 3.15 in) **S080**
 Versión de bayoneta; opción BS y criba de llenado metálica con diagrama de conexión de brida (100 mm / 3.94 in) **S100**
 Versión de bayoneta; opción BS y criba de llenado metálica con diagrama de conexión de brida (150 mm / 5.91 in) **S150**
 Versión de bayoneta; opción BS y criba de llenado metálica con diagrama de conexión de brida (200 mm / 7.87 in) **S200**
 Versión de bayoneta; opción BS y criba de llenado de plástico con diagrama de conexión de brida (95 mm / 3.74 in) **S095P**

6 Pantalla protectora

Con pantalla protectora **A**
 Sin pantalla protectora (estándar de entrega) **O**

Ver página 29 para obtener más información.

7 Varilla de medición

Varilla de medición de plástico (200 mm / 7.88 in) con pantalla protectora integrada **D200**
 Varilla de medición de plástico (300 mm / 11.81 in) con pantalla protectora integrada **D300**
 Varilla de medición de plástico (300 mm / 11.81 in) con imán integrado **D300M**
 Sin varilla de medición **-**

El cliente puede acortar las varillas de medición a longitudes individuales. Ver página 26 para obtener más información.

Dibujos acotados: Todas las dimensiones en mm (in).





Varilla de medición de plástico
Pantalla protectora

Para todos los filtros de llenado y ventilación de plástico del tipo SPBN hay disponibles varillas de medición de poliámmida de forma opcional. Estas varillas de medición están disponibles en las longitudes estándar 200 mm / 7.87 in y 300 mm / 11.81 in y disponen de dos marcas de nivel de llenado regulables en rojo y verde. El cliente puede acortar las varillas de medición a longitudes individuales.

En las varillas de medición hay integrada una opción de pantalla protectora mediante dos pares de alas entramadas que evitan la penetración del líquido del depósito en los ventiladores y las protegen de un fallo prematuro. En los filtros de llenado y ventilación de plástico sin varilla de medición se consigue la protección de pantalla mediante una placa de impacto integrada.

Tenga en cuenta: Al emplear al mismo tiempo una varilla de medición y una criba de llenado, la varilla de medición deberá ser al menos 15 mm / .59 in más corta que la criba de llenado.

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

Entrada de presión

Muchos filtros de llenado y ventilación de las series SPB, SMBB y SMBT se pueden entregar de forma opcional con entrada de presión. Consulte los tamaños de válvula que pueden equiparse en fábrica en la página del catálogo de la serie correspondiente.

Si sube el nivel de líquido en el depósito, se produce una ventilación solo cuando se sobrepasa la entrada de presión. Si baja el nivel de líquido en el depósito, la ventilación en el depósito está garantizada en todo momento.

La entrada de presión permite un pretensado del depósito, lo que ayuda a la succión de la bomba. Gracias a ciclos de ventilación bajos se prolongan considerablemente la vida útil y los intervalos de mantenimiento del ventilador, así como la duración del fluido. Además, se reduce la formación de espuma y la cavitación en el depósito, lo que conlleva una protección adicional frente a desgaste y descomposición del fluido.

Juegos de adaptadores de rosca para cribas de llenado
(incluidos brida de bayoneta, juntas y tornillos)



B

Volumen de suministro/Designaciones de pedido

Los juegos de adaptadores de rosca para cribas de llenado incluyen los siguientes componentes:

- 6 tornillos de cabeza plana con ranura, galvanizados (ISO 1580 M5 x 12-5.8)
- Brida de bayoneta de acero, galvanizada, con un diagrama de conexión conforme a DIN 24557, sección 2
- 2 juntas planas de NBR (Buna-N®) - Una para debajo y otra para encima del aro de conexión
- Criba de llenado metálica o criba de llenado de plástico (si es necesaria):
 - Criba de llenado metálica (80 mm / 3.15 in): **S-080-M-F-SPBN-BS-B**
 - Criba de llenado metálica (100 mm / 3.94 in): **S-100-M-F-SPBN-BS-B**
 - Criba de llenado metálica (150 mm / 5.91 in): **S-150-M-F-SPBN-BS-B**
 - Criba de llenado metálica (200 mm / 7.87 in): **S-200-M-F-SPBN-BS-B**
 - Criba de llenado de plástico (95 mm / 3.74 in): **S-095-P-F-SPBN-BS-B**
 - Sin criba de llenado: **Adaptador SPBN-BM-B**

Los juegos de adaptadores de rosca para cribas de llenado se pueden pedir también en combinación con filtros de llenado y ventilación. Ver página 28 para obtener más información.



Brida de bayoneta elevada • Tipo EBF
Apto para SPBN; versión de bayoneta BM
(Ver página 39 para obtener más información)



Juego de adaptadores de codo (poliamida) • Tipo ASMB-1
Apto para SPBN; versión de bayoneta BM
(Ver página 38 para obtener más información)



Aro de soldadura • Tipo WR
Apto para SPBN; versión de bayoneta BM
(Ver página 39 para obtener más información)



Juego de adaptadores de codo (aluminio) • Tipo ASMB-2
Apto para SPBN; versión de bayoneta BM
(Ver página 38 para obtener más información)

Otros accesorios/opciones

Curvas características de la circulación
Filtro de llenado y ventilación de plástico



Anexo 9: Ficha técnica filtro de retorno STAUFF



Filtros de retorno

Filtro de retorno - Tipo RF



D

Descripción

Los filtros de retorno RF de STAUFF están diseñados como filtros para montar en el depósito para el conducto de retorno. Como último componente en el circuito hidráulico retienen partículas sólidas antes de que estas vuelvan al depósito de reserva. El cabezal de filtro se fija en la tapa del depósito, el cubo de filtrado devuelve el aceite que retorna al depósito de reserva. En combinación con los elementos filtrantes de recambio STAUFF de la serie RE garantizan una alta eficiencia en la separación de partículas sólidas. La alta capacidad de absorción de suciedad de los elementos filtrantes RE garantiza tiempos operativos largos y reduce así los trabajos de mantenimiento.

Datos técnicos

Tipo de construcción

- Montaje en estructura del depósito

Material

- Cabezal del filtro: Aluminio
- Cubo de filtrado: Poliamida, reforzada con fibra de vidrio
- Juntas: NBR (Buna-N®)
FKM (Viton®)
EPDM (caucho de etileno propileno dieno)
Otras juntas a petición.

Conexiones

- BSP
- NPT
- Rosca de junta tórica SAE
- Brida SAE 3000 PSI

Presión de servicio

- Máx. 16 bar / 232 PSI

Margen de temperaturas

- 10 °C ... +100 °C / +14 °F ... +212 °F

Elementos filtrantes

- Especificaciones, ver página 72

Compatibilidad con los medios

- Aceites minerales, otros líquidos a petición.

Opciones y accesorios

Válvulas

- Válvula de bypass (integrada en el elemento filtrante): Presión de apertura 3 bar ± 0,3 bar / 43.5 PSI ± 4.35 PSI
Otras presiones a petición.

Indicador de suciedad

- Para más información, consultar la página 73



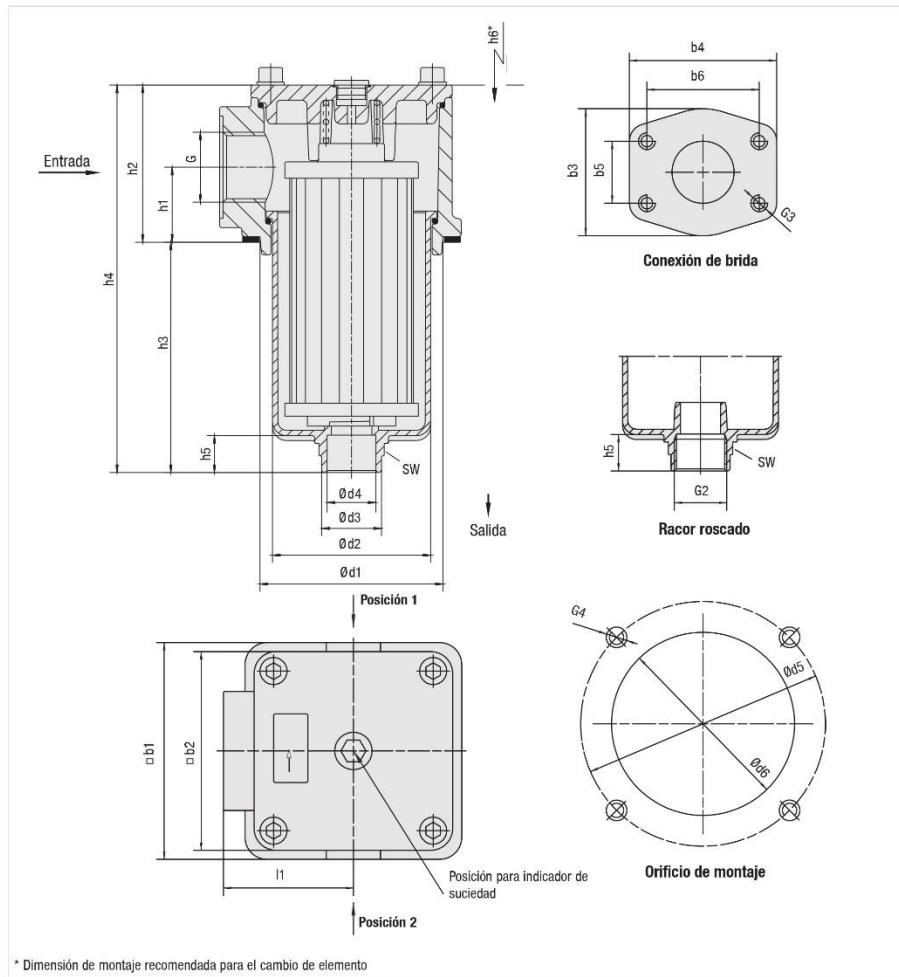
www.stauff.com/9/es/#69

Catálogo 9 - Edición 06/2018

69

Filtro de retorno - Tipo RF

D



Filtro de retorno • Tipo RF

Racor roscado G	Tamaño nominal RF					
	014	030	045	070	090	130
BSP	3/4	1	1-1/4	1-1/2	2	2
NPT	3/4	1	1-1/4	1-1/2	2	2
Rosca de junta tórica SAE	1-1/16-12	1-5/16-12	1-5/8-12	1-7/8-12	1-7/8-12	1-7/8-12
Brida SAE 3000 PSI	-	-	-	-	2	2

Dimensiones (mm/in)	Tamaño nominal RF					
	014	030	045	070	090	130
b1	89 3.50	89 3.50	120 4.72	120 4.72	150 5.91	150 5.91
b2	80 3.15	80 3.15	110 4.33	110 4.33	135 5.31	135 5.31
b3	-	-	-	-	88 3.47	88 3.47
b4	-	-	-	-	102 4.02	102 4.02
b5	-	-	-	-	42.9 1.69	42.9 1.69
b6	-	-	-	-	77.8 3.06	77.8 3.06
d1	73 2.87	73 2.87	100 3.94	100 3.94	126 4.96	126 4.96
d2	57.5 2.26	57.5 2.26	84 3.31	84 3.31	112.5 4.43	112.5 4.43
d3	36 1.42	36 1.42	48 1.89	48 1.89	54.5 2.15	54.5 2.15
d4	17 .67	17 .67	28 1.1	28 1.1	37.5 1.48	37.5 1.48
d5	100 3.94	100 3.94	135 5.31	135 5.31	170 6.69	170 6.69
d6	78 3.07	78 3.07	105 4.13	105 4.13	131 5.16	131 5.16
h1	33 1.30	33 1.30	41 1.61	41 1.61	47 1.85	47 1.85
h2	66 2.60	66 2.60	86 3.39	86 3.39	98 3.86	98 3.86
h3	91.5 3.60	159.5 6.28	119 4.69	180 7.09	172.5 6.79	252.5 9.94
h4	157.5 6.20	225.5 8.88	206 8.11	267 10.51	273.5 10.77	353.5 13.91
h5	23.5 .93	23.5 .93	24 .95	24 .95	27 1.06	27 1.06
h6	140 5.51	210 8.27	180 7.09	240 9.45	235 9.25	315 12.40
l1	48 1.89	48 1.89	66 2.60	66 2.60	85 3.35	85 3.35
G2	G1 o 1 NPT	G1 o 1 NPT	G1-1/4 o 1-1/4 NPT	G1-1/4 o 1-1/4 NPT	G1-1/2 o 1-1/2 NPT	G1-1/2 o 1-1/2 NPT
G3	-	-	-	-	M12x15	M12x15
G4	M6 o 1/4-20 UNC	M6 o 1/4-20 UNC	M8 o 5/16-18 UNC	M8 o 5/16-18 UNC	M10 o 3/8-16 UNC	M10 o 3/8-16 UNC
SW	36 1.42	36 1.42	50 1.97	50 1.97	55 2.16	55 2.16

D


Carcasa de filtro de retorno / Filtro completo - Tipo RF



① Tipo
Filtro de retorno **RF**

② Tamaño

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

Nota: El valor característico exacto del flujo depende del elemento filtrante seleccionado, ver páginas 75 / 76.

③ Material filtrante

Material	Colapso Δp* máx.	Grados de filtración disponibles	Código
Sin elemento filtrante	-	-	O
Tela no tejida de fibra de vidrio	25 bar / 363 PSI	3, 5, 10, 20	G
Tela no tejida de acero fino	30 bar / 435 PSI		A
Papel filtrante	10 bar / 145 PSI	10, 20	N
Tela de acero fino	30 bar / 435 PSI	25, 50, 100, 200	S

Nota: *Resistencia al colapso y estallido ISO 2941. Otros materiales de filtro a petición.

④ Grado de filtración

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

Nota: Otros grados de filtración a petición

⑤ Material de la junta

NBR (Buna®) **B**
FKM (Viton®) **V**
EPDM **E**

Nota: Otros materiales de junta a petición.

⑥ Tipo de conexión

Tipo de conexión	Tipo de rosca	Tamaño	Código	Tamaño	Código	Tamaño	Código	Tamaño	Código	Tamaño	Código	Tamaño	Código
BSP	-	3/4	G12	1	G16	1 1/4	G20	1 1/2	G24	2	G32	2	G32
BSP	-	1/2	G06	1/2	G08	1-1/2	G24	1-1/4	G20	1-1/4	G20	1-1/4	G20
BSP	-	1	G16	3/4	G12	-	-	-	1-1/2	G24	1-1/2	G24	C24
NPT	-	3/4	N12	1	N16	1 1/4	N20	1 1/2	N24	2	N32	2	N32
NPT	-	1	N16	3/4	N12	1 1/2	N24	1 1/4	N20	1 1/2	N24	1 1/2	N24
Rosca de junta técnica SAE	-	1-1/16	U12	1-5/16	U16	1-5/8	U20	1-7/8	U24	1-7/8	U24	1-7/8	U24
Rosca de junta técnica SAE	-	1-5/16	U16	1-1/16	U12	1-7/8	U24	1-5/8	U20	1-5/8	U20	1-5/8	U20
Brida SAE 3000 PSI	métrica	-	-	-	-	-	-	-	-	2	C332M	2	C332M
Brida SAE 3000 PSI	UNC	-	-	-	-	-	-	-	-	2	C332U	2	C332U

Nota: Se debe dar preferencia a los tipos en negrita.

⑦ Indicador de suciedad

Sin indicador de suciedad **O**
Indicador óptico de suciedad **V**
Interrupción de valores límite 42 V, NO **G42NO**
Interrupción de valores límite 42 V, NC **G42NC**
Interrupción de valores límite 110 V ... 230 V, Inversor (solo para Code W) **G230**

⑧ Opción de indicador de suciedad G42NO, G42NC y G230

Tapón de cierre **O**
M12 x 1,5 **M12**
Conector AMP **A**
Conector Deutsch **D**
Conexión con caperuza **S**
Conexión con conector acodado de PA (solo para Code G230) **W**

⑨ Cubo de filtrado de salida

Tamaño	Rosca	Código
todos	Sin rosca (salida estándar)	O
014 / 030	1" BSP / 1" NPT	G16 / N16
045 / 070	1 1/4 BSP / 1 1/4 NPT	G20 / N20
90 / 130	1 1/2 BSP / 1 1/2 NPT	G24 / N24

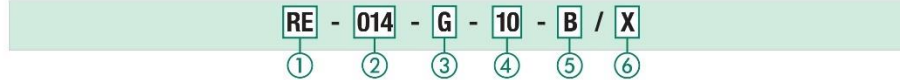
⑩ Equipamiento adicional

	Posición*
Sin conexión de aceite de fuga	sin
Conexión de aceite de fuga	L

Nota: *Posición de la conexión de aceite de fuga, ver página 70. Sin datos: Montaje central sobre tapa de filtro.

⑪ Número de serie
Solo como información **X**

Elementos filtrantes - Tipo RE



① Tipo
Serie de elementos filtrantes **RE**

② Tamaño
Carcasa de filtro correspondiente

③ Material filtrante

Material	Colapso Δp* máx.	Grados de filtración disponibles	Código
Tela no tejida de fibra de vidrio	25 bar / 363 PSI	3, 5, 10, 20	G
Tela no tejida de acero fino	30 bar / 435 PSI		A
Papel filtrante	10 bar / 145 PSI	10, 20	N
Tela de acero fino	30 bar / 435 PSI	25, 50, 100, 200	S

Nota: *Resistencia al colapso y estallido ISO 2941. Otros materiales de filtro a petición.

④ Grado de filtración

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

Nota: Otros grados de filtración a petición

⑤ Material de la junta

NBR (Buna®) **B**
FKM (Viton®) **V**
EPDM **E**


Nota: Otros materiales de junta a petición.

⑥ Número de serie
Solo como información **X**

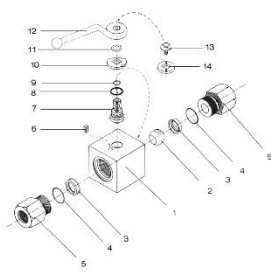


Anexo 10: Ficha técnica válvula de bola STAUFF

Two-Way Ball Valves



High-Pressure Block Body Ball Valve • Type BBV-2



No.	Qty.	Description
1	1	Housing
2	1	Ball
3*	2	Seat
4*	2	Connector O-Ring
5	2	Connector
6	1	Stop Pin
7	1	Stem
8*	1	Thrust Ring
9*	1	Stem O-Ring
10	1	Cam Ring
11	1	Snap Ring
12	1	Lever
13	1	Stem Screw
14	1	Flow Indicator

Characteristics

Two-way high-pressure block body ball valves designed for use as on/off devices for hydraulic applications

Standard Construction

- Block body design for in-line assembly
- Supplied with off-set lever

Standard Materials

- Body: Carbon Steel, zinc/iron-plated
- Ball: Carbon Steel, hard chrome-plated
- Stem: Carbon Steel
- Lever: Zinc (STAUFF Sizes 02 to 08)
Aluminium (STAUFF Size 10)
Carbon Steel (STAUFF Sizes 12 to 24R)

- Ball seat: Delrin® (POM)
- O-rings: FKM (Viton®)

Standard Connections Styles / Sizes

- Female BSP thread (DIN ISO 228) >G 1-1/2 BSP
- Female NPT thread (ANSI B1.20.1) >1-1/2-11-1/2 NPT
- Female UN/UNF thread (SAE J 514) >1-7/8-12 UN (1-1/2" SAE)
- Male ORFS Connection (ISO 8434-3) >1-11/16-12 UN
- 24° Cone Connection (DIN 2353 / ISO 8434-1) >42L
- 24° Cone Connection (DIN 2353 / ISO 8434-1) >38S

Pressure Range

- Pressure range: up to 500 bar / 7250 PSI (depending on size and material combination of the ball valve)

Temperature Range

- Operating temperature range: -20 °C ... +100 °C / -4 °F ... +212 °F

Options / Accessories

- Alternative lever designs/materials (see page 114)
- Locking devices (see pages 115-117)
- Actuator packages (see page 118)
- Limit switches (see page 118)
- Additional assembling threads / holes (see page 119)
- Stainless Steel body
- Stainless Steel ball and stem
- Special ball seat and O-ring materials available for lower/higher temperatures and more aggressive media
- Seal kits (including items marked by * in the above list)

Order Codes

BBV - 2 - G 02 - 0 0 0 1 - M - - -

①

②

③

④

⑤

⑥

⑦

⑧

⑨

⑩

⑪

① **Type**

High-Pressure Block Body Ball Valve	BBV
-------------------------------------	------------

② **Number of Ports**

Two Ports (Two-Way Ball Valve)	2
--------------------------------	----------

③ **Connection Style**

Female BSP Thread (DIN ISO 228)	G
Female NPT Thread (ANSI B1.20.1)	N
Female UN/UNF Thread (SAE J 514)	U
Male ORFS Connection (ISO 8434-3)	ORFS
24° Cone Connection (Light / Heavy Series)	—

Please contact STAUFF for alternative connection styles.

④ **Connection Size**

STAUFF Size (according to dimension table) for connection styles G, N, U and ORFS:	02 04 06 08 10 12 16 20R 24R
Tube Size (according to dimension table) for 24° Cone Connection (Light Series):	06L 08L 10L 12L 15L 18L 22L 28L 35L 42L
Tube Size (according to dimension table) for 24° Cone Connection (Heavy Series):	06S 08S 10S 12S 14S 16S 20S 25S 30S 38S

Please contact STAUFF for alternative connection sizes.

⑤ **Body Material / Surface Finishing**

Carbon Steel, zinc/iron-plated	0
Carbon Steel, zinc/nickel-plated	8
Stainless Steel V4A (AISI 316Ti)	1

Note: Stainless steel version may vary in dimensions and design.
Alternative materials / surface finishings are available upon request. Contact STAUFF for further information.

⑥ **Ball / Stem Material**

Ball: Carbon Steel, hard chrome-plated	0
Ball / Stem: Stainless Steel V4A (AISI 316Ti)	1
Ball: Brass, hard chrome-plated	2
Stem: Carbon Steel	0

Alternative materials / surface finishings are available upon request. Contact STAUFF for further information.

⑦ **Ball Seat Material**

Delrin® (POM)	0
---------------	----------

Alternative materials are available upon request. Contact STAUFF for further information.

⑧ **O-Ring Material**

NBR (Buna-N®)	0
FKM (Viton®)	1
EPDM	3

Alternative materials are available upon request. Contact STAUFF for further information.

⑨ **Manufacturing Code**

Manufacturing code for all connection style	M
Manufacturing code for high-pressure version of connection styles G, N and U (STAUFF Size 16)	H

⑩ **Lever Options**

Supplied with standard lever (according to table)	—
Supplied without lever	0

Alternative levers can be ordered separately. Please see page 114 for further information.


⑪ **Accessories / Options**

Supplied without accessories	—
Supplied with Locking Device LD1	LD1
Supplied with Locking Device LD2	LD2
Supplied with Locking Device LD3	LD3
Supplied with Locking Device LD4	LD4

Please see page 115-119 for further information and options.

14

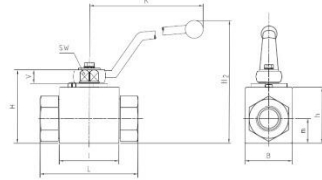
Catalogue 6 - Edition 06/2024

www.stauff.com/6/en/#14


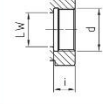


zinc/nickel-plated

High-Pressure Block Body Ball Valve - Type BBV-2
Female BSP Thread (DIN ISO 228)



Female BSP Thread
(DIN ISO 228)



When ordering the standard option as indicated in the table below, the following materials will be supplied:

- Body, ball and stem: Carbon Steel
- Lever: Zinc (STAUFF Sizes 02 to 08)
Aluminium (STAUFF Size 10)
Carbon Steel (STAUFF Sizes 12 to 24R)
- Ball seat: Delrin® (POM)
- O-rings: FKM (Viton®)

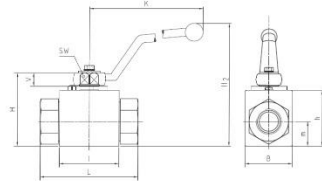
A

STAUFF Size	Thread Size d	Nominal Size DN	Dimensions (mm/In.)													Nom. Pressure (MPa/PSI)	Weight (kg/lb)	Order Codes (Standard Option)
			LW	L	I	B	H	h	m	V	SW	K	i	H2				
02	G 1/8 BSP	4	5	69	40	26	47	33	13.5	11	9	115	10	82	500	0.41	BBV-2-G02-8001-M	
			.20	2.70	1.57	1.02	1.84	1.29	.53	.43	.35	4.50	.39	3.23	7250	.90		
04	G 1/4 BSP	6	6	69	40	26	47	33	13.5	11	9	115	14	82	500	0.40	BBV-2-G04-8001-M	
			.23	2.70	1.57	1.02	1.84	1.29	.53	.43	.35	4.50	.55	3.23	7250	.88		
06	G 3/8 BSP	10	10	72	43	32	52	38	17.5	11	9	115	14	87	500	0.54	BBV-2-G06-8001-M	
			.39	2.82	1.68	1.25	2.04	1.49	.69	.43	.35	4.50	.55	3.43	7250	1.19		
08	G 1/2 BSP	13	13	83	48	35	54	40	19	11	9	115	16.3	89	500	0.65	BBV-2-G08-8001-M	
			.51	3.25	1.88	1.37	2.11	1.57	.74	.43	.35	4.50	.64	3.50	7250	1.43		
10	G 5/8 BSP	16	15	83	48	38	63	46	19	13	12	160	16	106	420	0.70	BBV-2-G10-8001-M	
			.59	3.25	1.88	1.49	2.47	1.80	.74	.51	.47	6.26	.63	4.17	6000	1.54		
12	G 3/4 BSP	20	20	95	62	49	75	57	24.5	14	14	170	18	126	420	1.50	BBV-2-G12-8001-M	
			.78	3.72	2.43	1.92	2.94	2.23	.96	.55	.55	6.69	.70	4.96	6000	3.31		
16	G 1 BSP	25	25	113	66	58	83	65	29.5	14	14	170	20	134	350	2.20	BBV-2-G16-8001-M	
			.98	4.42	2.58	2.27	3.25	2.55	1.16	.55	.55	6.69	.78	5.28	5076	4.85		
16	G 1 BSP	25	25	113	74	70	88	70	34.5	14	14	170	20	139	500	3.10	BBV-2-G16-8001-H	
			.98	4.42	2.91	2.76	3.46	2.76	1.36	.55	.55	6.69	.78	5.47	7250	6.83		
20R	G 1-1/4 BSP	25/32	25	120	66	58	83	65	29.5	14	14	170	22	134	315	2.30	BBV-2-G20R-8001-M	
			.98	4.70	2.58	2.27	3.25	2.55	1.16	.55	.55	6.69	.86	5.28	4500	5.07		
24R	G 1-1/2 BSP	25/40	25	130	66	58	83	65	29.5	14	14	170	24	134	250	2.60	BBV-2-G24R-8001-M	
			.98	5.09	2.58	2.27	3.25	2.55	1.16	.55	.55	6.69	.94	5.28	3600	5.73		

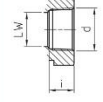
Please note the pressure ratings of the tube connections.
Dimensions and design for stainless steel may vary.

zinc/nickel-plated

High-Pressure Block Body Ball Valve - Type BBV-2
Female NPT Thread (ANSI B1.20.1)



Female NPT Thread
(ANSI B1.20.1)



When ordering the standard option as indicated in the table below, the following materials will be supplied:

- Body, ball and stem: Carbon Steel
- Lever: Zinc (STAUFF Sizes 02 to 08)
Carbon Steel (STAUFF Sizes 12 to 24R)
- Ball seat: Delrin® (POM)
- O-rings: FKM (Viton®)

STAUFF Size	Thread Size d	Nominal Size DN	Dimensions (mm/In.)													Nom. Pressure (MPa/PSI)	Weight (kg/lb)	Order Codes (Standard Option)
			LW	L	I	B	H	h	m	V	SW	K	i	H2				
02	1/8-27 NPT	4	5	69	40	26	47	33	13.5	11	9	115	10.5	82	500	0.30	BBV-2-N02-8001-M	
			.20	2.70	1.57	1.02	1.84	1.29	.53	.43	.35	4.50	.41	3.23	7250	.66		
04	1/4-18 NPT	6	6	69	40	26	47	33	13.5	11	9	115	13.7	82	500	0.40	BBV-2-N04-8001-M	
			.23	2.70	1.57	1.02	1.84	1.29	.53	.43	.35	4.50	.54	3.23	7250	.88		
06	3/8-18 NPT	10	10	72	43	32	52	38	17.5	11	9	115	13.5	87	500	0.50	BBV-2-N06-8001-M	
			.39	2.82	1.68	1.25	2.04	1.49	.69	.43	.35	4.50	.53	3.43	7250	1.10		
08	1/2-14 NPT	13	13	83	48	35	54	40	19	11	9	115	17	89	500	0.75	BBV-2-N08-8001-M	
			.51	3.25	1.88	1.37	2.11	1.57	.74	.43	.35	4.50	.67	3.50	7250	1.65		
12	3/4-14 NPT	20	20	95	62	49	75	57	24.5	14	14	170	18.3	126	420	1.63	BBV-2-N12-8001-M	
			.78	3.72	2.43	1.92	2.94	2.23	.96	.55	.55	6.69	.72	4.96	6000	3.57		
16	1-11-1/2 NPT	25	25	113	66	58	83	65	29.5	14	14	170	21.6	134	350	2.30	BBV-2-N16-8001-M	
			.98	4.42	2.58	2.27	3.25	2.55	1.16	.55	.55	6.69	.85	5.28	5076	5.06		
16	1-11-1/2 NPT	25	25	113	74	70	88	70	34.5	14	14	170	20	139	500	3.16	BBV-2-N16-8001-H	
			.98	4.42	2.91	2.76	3.46	2.76	1.36	.55	.55	6.69	.78	5.47	7250	6.97		
20R	1-1/4-11-1/2 NPT	25/32	25	120	66	58	83	65	29.5	14	14	170	22.1	134	315	2.51	BBV-2-N20R-8001-M	
			.98	4.70	2.58	2.27	3.25	2.55	1.16	.55	.55	6.69	.87	5.28	4500	5.52		
24R	1-1/2-11-1/2 NPT	25/40	25	130	66	58	83	65	29.5	14	14	170	22.1	134	250	2.70	BBV-2-N24R-8001-M	
			.98	5.09	2.58	2.27	3.25	2.55	1.16	.55	.55	6.69	.87	5.28	3600	5.94		

Please note the pressure ratings of the tube connections.
Dimensions and design for stainless steel may vary.



Anexo 11: Ficha técnica válvulas de presión HAWE

Válvula limitadora de presión del tipo MV.., SV.., DMV..

Documentación de producto



Presión de servicio $p_{m\acute{a}x.}$:	700 bar
Caudal $Q_{m\acute{a}x.}$:	160 l/min



D 7000/1
03-2024 -1.2 es

HAWE
HYDRAULIK

1 Vista general Válvula limitadora de presión del tipo MV., SV., DMV..

Las válvulas limitadoras de presión pertenecen al grupo de las válvulas de presión. Evitan que se sobrepase la presión máxima permitida del sistema o limitan la presión de trabajo.

Las válvulas de secuencia permiten generar una diferencia de presión constante entre la entrada y salida del caudal de paso.

Los tipos MV., SV., DMV. son válvulas controladas directamente y que cuentan con amortiguación de serie.

Propiedades y ventajas

- Presiones de servicio que alcanzan hasta 700 bar
- Distintas posibilidades de regulación
- Múltiples diseños

Ámbitos de aplicación

- Sistemas hidráulicos en general
- Bancos de ensayo
- Herramientas hidráulicas



Tipo MV, MVS, MVCS



Tipo MVE



Tipo MVP



Tipo SV, SVC



Tipo DMV, DMVN

Tipos

▪ Válvula limitadora de presión

Sirve como protección en caso de sobrepasarse la presión máxima admisible (para el sistema) (válvula de seguridad) o limita las presiones de trabajo.

▪ Válvula de secuencia

Permite generar una diferencia de presión constante entre la entrada y salida del caudal.

▪ Válvula limitadora de presión sin amortiguación

Para condiciones operativas especiales, p. ej., para evitar aumentos de presión lentos en cámaras de cilindros cerradas en caso de incremento de la temperatura o de movimiento del pistón lento condicionado por fuerzas externas. Diferencia mínima entre las presiones de apertura y cierre.

i NOTA

Las válvulas limitadoras de presión del tipo MV., SV., DMV. no son adecuadas para asegurar aparatos a presión conforme a la Directiva sobre aparatos a presión 2014/68/UE. Para ello, están disponibles las versiones según D 7000 TUV, D 7710 TUV.

Tipo	Tamaño	Descripción	Conexiones (ISO 228-1)	Márgenes de presión disponibles Capítulo 2.2	Presión p _{máx.} (bar)	Ajustes disponibles Capítulo 2.3	Símbolo de circuito
MVP	4	Válvula de montaje sobre placa	Placa de conexión	A, B, C, E, F	P: 700 R: 350	Sin código, R, V	
	5						
	6						
	8						
	8 ¹⁾		A ¹⁾	P: 700 R: 350	Sin código		
SV	42	Válvula de paso para montaje de tuberías en línea	G 3/8	A, B, C, E, F	P: 700 R: 500	Sin código	
	53		G 1/2				
	64		G 3/4	C, E	P: 315 R: 315		
	85		G 1				
Válvula limitadora de presión (como válvula antichoque) para montaje de tuberías							
DMV	41	Válvula doble para motor hidráulico	G 1/4	B, C, E, F	P: 350 R: 350	Sin código	
	42		G 3/8				
	52		G 3/8				
	53		G 1/2				
	63		G 1/2				
	64		G 3/4				
	84		G 3/4				
85	G 1						
DMVN	42	Válvula doble con válvula de aspiración posterior para cilindros ²⁾	G 3/8	B, C, E, F	P: 350 R: 20	Sin código	
	53		G 1/2				
	64		G 3/4				
MVT	63	Válvula individual con orificio pasante	G 1/2	B, C, E, F	P: 315 R: 315	Sin código	
Válvula limitadora de presión con retorno libre a través de válvula antirretorno de derivación							
MVCS	46	Válvula angular para el montaje de tuberías	G 3/8	B, C, E, F	P: 500 R: 500	Sin código, R, V	
	56		G 1/2				
	66		G 3/4				

Tipo	Tamaño	Descripción	Conexiones (ISO 228-1)	Márgenes de presión disponibles Capítulo 2.2	Presión p _{máx.} (bar)	Ajustes disponibles Capítulo 2.3	Símbolo de circuito
SVC	46	Válvula de paso para montaje de tuberías en línea	G 3/8	B, C, E, F	P: 500 R: 500	Sin código	
	56		G 1/2				
	66		G 3/4				
	47		G 3/8 (A)				
	58		G 1/2 (A)				
	69		G 3/4 (A)				

- 1) Versión de asiento cónico, vida útil limitada a 50.000 ciclos, una vez transcurridos, la válvula debe sustituirse.
 2) Las válvulas de aspiración posterior sirven para compensar el volumen y para evitar la formación de vacío en cilindros hidráulicos.

2.2 Margen de presión y caudal

Código	Presión p _{máx.} (bar)	Ajuste de presión de fábrica (bar) **	Caudal Q _{máx.} (l/min)			
			Tamaño			
			4	5	6	8
A	140 - 700	450	12	20	40	--
B	100 - 500 (400 ')	400	20	40	75	160
C	60 - 315	315				
E	30 - 160	160				
F	5 - 80	80				



* Para tamaño 8

** Si falta la indicación de presión en el pedido

1 NOTA

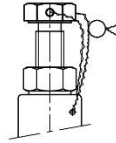
La presión mínima alcanzable depende de la resistencia de flujo propia (con muelle descomprimido) y del caudal.

2.3 Ajuste

Código	Descripción	Símbolo de circuito
Sin código	De ajuste fijo, regulable con herramienta	
R	Regulable manualmente (Tornillo de mariposa + tuerca de mariposa)	
V	Pomo giratorio (autobloqueante)	

i **NOTA**

Es posible el precintado de fábrica (indicado en texto claro)
Solo en caso de ajuste «sin código»



2.4 Amortiguación

Código	Descripción
Sin código	Con amortiguación (de serie)
X	Sin amortiguación

2 Versiones disponibles

Ejemplo de pedido

MVP 4	A			-650
MV 53	B	R	X	
DMV 4	B/C			-300/200


Ajuste de presión
 2.4 "Amortiguación"
 2.3 "Ajuste"
 2.2 "Margen de presión y caudal"
 2.1 "Modelo básico y tamaño"

2.1 Modelo básico y tamaño


Tipo	Tamaño	Descripción	Conexiones (ISO 228-1)	Márgenes de presión disponibles Capítulo 2.2	Presión p _{máx.} (bar)	Ajustes disponibles Capítulo 2.3	Símbolo de circuito		
Válvula limitadora de presión									
MV	41	Válvula angular para el montaje de tuberías	G 1/4	A, B, C, E, F	P: 700 R: 20	Sin código, R, V			
	42		G 3/8						
	52		G 3/8						
	53		G 1/2						
	63		G 1/2						
	64		G 3/4						
Válvula limitadora de presión y válvula de secuencia									
MVS	41	Válvula angular para el montaje de tuberías	G 1/4	A, B, C, E, F	P: 700 R: 500	Sin código, R, V			
	42		G 3/8						
	52		G 3/8						
	53		G 1/2						
	63		G 1/2						
	64		G 3/4						
	84		G 3/4			B, C, E		P: 400	Sin código, R
	85		G 1			R: 400			
MVE	4	Válvula para enroscar	Orificio escalonado	A, B, C, E, F	P: 700 R: 350	Sin código, R, V			
	5								
	6								
	8							B, C, E	P: 400 R: 100

Anexo 12: Ficha técnica manómetro hidráulico analógico STAUFF


Manómetros



Manómetro (analógico) - Tipo SPG



Manómetro (analógico) Tipo SPG (conexión abajo)



Manómetro (analógico) Tipo SPG (conexión posterior)

Descripción del producto

Área de aplicación

- Medición de presión mecánica

Características del producto

- Adecuado para medios hidráulicos con aceite y gaseosos que no ataquen a aleaciones de cobre
- Disponible en los tamaños nominales 63 y 100 mm / 2.5 y 4 in
- Conexión a proceso: para BSP (G1/4 y G1/2), NPT (1/4 NPT y 1/2 NPT), SAE (7/16-20 UNF)
- Carcasa de acero al níquel cromo (1.4301)
- Visualizador de polimetilmetacrilato
- Relleno de glicerina
- Placa de escala estándar con datos de presión en bar y PSI
- Si lo desea, entrega con fijación de abrazadera o de brida

Nota: Uso con otros medios a petición

Opciones

- Caperuza de goma
- Modelos de placa de escala alternativos
- Fijación de abrazadera o de brida disponible por separado como pieza suelta

Datos técnicos

- Manómetro conforme a EN 837-1
- Reservado el derecho a realizar modificaciones técnicas

Precisiones

SPG-063: 1.6 (± 1.6 % FS* conforme a EN 837-1)
 SPG-100: 1.0 (± 1.0 % FS* conforme a EN 837-1)

Márgenes de temperatura permitidos

- Temperatura ambiente: -20 °C ... +60 °C / -4 °F ... +140 °F
- Temperatura del medio: máx. +60 °C / máx. +140 °F

Grado de protección

- IP 65 para todos los manómetros SPG-100 y SPG-063 > 16 bar / 232 PSI
Grado de protección IP 65: Hermeticidad al polvo y protección frente a agua en chorro para todos los manómetros SPG-063
- IP 54 para todos los manómetros SPG-063 < 16 bar / 232 PSI debido a la apertura de compensación de presión
Grado de protección IP 54: Protegido frente a polvo y salpicaduras de agua

Clave de pedido

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

①

②

③

④

⑤

⑥

⑦

- ① **Serie y tipo**
Manómetro de acero fino SPG
- ② **Tamaño**
Ø 63 mm, con conexión G1/4 o 1/4 NPT 063
Ø 100 mm, con conexión G1/2 o 1/2 NPT 100
- ③ **Margen de presión**

Margen de presión solo en el modelo 01 - bar/PSI	Clave	Margen de presión solo en el modelo 05 - bar/PSI	Clave
-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

Nota: Otros a petición. Los datos se refieren a la unidad de presión correspondiente de la escala exterior.

- ④ **Modelo de la placa de escala**

bar / PSI (bar exterior/PSI interior - estándar de entrega)	Clave
bar / PSI (bar exterior/PSI interior - estándar de entrega)	01
bar	02
PSI	03
PSI / bar (PSI exterior/bar interior)	05
kPa / PSI (kPa exterior/PSI interior)	10

Nota: otros a petición.

- ⑤ **Conexión**

Conexión abajo	S
Conexión arriba	P

- ⑥ **Conexión a proceso**

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

Nota: Otros a petición.

- ⑦ **Accesorios**


Sin accesorios	(sin)
Fijación por abrazadera	U
Borde de fijación delante (solo para la conexión posterior)	F
Borde de fijación detrás	R
Fijación por abrazadera y borde de fijación delante (solo para la conexión posterior)	UF
Caperuza de goma (solo para la conexión inferior)	G

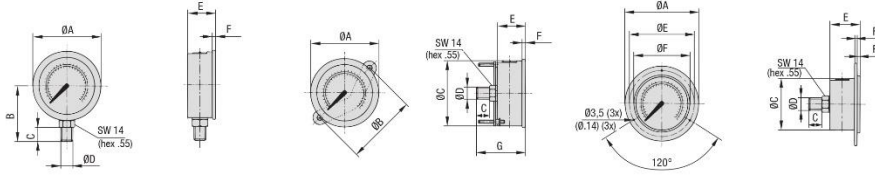
Para obtener más información, consultar el catálogo 7 - STAUFF Test.

* FS = Full Scale = Valor final del margen de medición

16

Catálogo 8 - Edición 06/2018

www.stauff.com/8/es/#16


Manómetro (analógico) • Tipo SPG
A


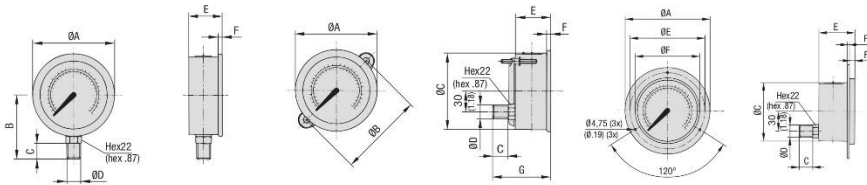
SPG-063 ... S ...

SPG-063 ... P ... U

SPG-063 ... P ... F

Dimensiones SPG-063

Modelo Manómetros	Dimensiones (mm/in)											
	ØA	ØB	ØC	ØD	ØE	ØF	B	C	E	F	F1	G
SPG-063	69	-	-	G1/4	-	-	54	15	32	6,5	-	-
	2.72	-	-	1/4 NPT	-	-	2.13	.59	1.26	.26	-	-
SPG-063 ... U	69	72	62	G1/4	-	-	-	15	32	6,5	-	56
	2.72	2.83	2.44	1/4 NPT	-	-	-	.59	1.26	.26	-	2.20
SPG-063 ... F	85	-	62	G1/4	75	68	-	15	32	1	6,5	-
	3.35	-	2.44	1/4 NPT	2.95	2.68	-	.59	1.26	.04	.26	-



SPG-100 ... S ...

SPG-100 ... P ... U

SPG-100 ... P ... F

Dimensiones SPG-100

Modelo Manómetros	Dimensiones (mm/in)											
	ØA	ØB	ØC	ØD	ØE	ØF	B	C	E	F	F1	G
SPG-100	107	-	-	G1/2	-	-	87	23	48	8	-	-
	4.21	-	-	1/2 NPT	-	-	3.43	.91	1.89	.31	-	-
SPG-100 ... U	107	107	100	G1/2	-	-	-	23	48	8	-	81.5
	4.21	4.21	3.94	1/2 NPT	-	-	-	.91	1.89	.31	-	3.21
SPG-100 ... F	132	-	100	G1/2	116	107	-	23	48	8	1.25	-
	5.20	-	3.94	1/2 NPT	4.57	4.21	-	.91	1.89	.31	.05	-

* FS = Full Scale = Valor final del margen de medición
 Dibujo acotado: Todas las dimensiones en mm (in).


www.stauff.com/8/es/#17

Catálogo 8 - Edición 06/2018

17