



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA**

**Rediseño de un banco de pruebas para bombas oleo hidráulicas de
pistones axiales de hasta 100 hp para la empresa MEKATSU
EQUIPOS S.R.L.**

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

AUTORES:

Carranza Blas, Jairo Junior (ORCID: 0000-0001-9425-2417)

Jara Castillo, Néstor Cristóbal (ORCID: 0000-0002-8380-0649)

ASESOR:

Ing. Julca Verastegui, Luis Alberto (0000-0001-5158-2686)

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Modelamiento y simulación de sistemas electromecánicos

TRUJILLO — PERÚ

2020

Dedicatoria

El presente trabajo de investigación va dedicado a Dios, por habernos dado la vida y guiarnos por la senda del bien, así mismo permitir culminar con nuestra carrera profesional.

A mi familia por su apoyo moral e incondicional para poder lograr mis objetivos que un día me tracé.

Carranza Blas, Jairo Junior

Este trabajo de investigación se lo dedico con un profundo afecto y respeto que siento por mis padres, porque el compartir con ellos alegrías y dificultades, hicieron posible mi superación para ser quien soy.

Jara Castillo, Néstor Cristóbal

Agradecimiento

En primer lugar, agradecemos a Dios, por la sabiduría brindada, en segundo lugar, a mi familia por confiar en mí, en tercer lugar, a la universidad Cesar Vallejo por la acogida y a todos mis maestros por sus conocimientos brindados para llevar a cabo la elaboración de este proyecto de investigación.

Carranza Blas, Jairo Junior

Agradezco en primer lugar a Dios por lo brindado y en segundo lugar mi más sincero y profundo agradecimiento a todos los profesores de la “Universidad Cesar Vallejo”, por haberme brindado su apoyo incondicional permanente y así, ayudarme a concretar mi aspiración de ser profesional.

Jara Castillo, Néstor Cristóbal

Índice de contenidos

| | |
|---|-----|
| Dedicatoria | ii |
| Agradecimiento | iii |
| Índice de contenidos | iv |
| Índice de tablas | vi |
| Índice de gráficos y figuras | vii |
| Resumen..... | ix |
| Abstract | x |
| I. INTRODUCCIÓN | 1 |
| II. MARCO TEÓRICO | 5 |
| III. METODOLOGÍA..... | 15 |
| 3.1. TIPO Y DISEÑO DE INVESTIGACIÓN | 15 |
| 3.2. VARIABLES Y OPERACIONALIZACIÓN | 15 |
| 3.3. POBLACIÓN Y MUESTRA..... | 17 |
| 3.4. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS | 17 |
| 3.5. PROCEDIMIENTOS | 17 |
| 3.6. MÉTODO DE ANÁLISIS DE DATOS | 18 |
| 3.7. ASPECTOS ÉTICOS..... | 18 |
| IV. RESULTADOS | 19 |
| 4.1. IDENTIFICACIÓN DE LOS PARÁMETROS TÉCNICOS Y OPERACIONALES DEL BANCO DE PRUEBAS | 19 |
| 4.1.1. Lista de exigencias..... | 19 |
| 4.1.2. Tabla de especificaciones de ingeniería | 21 |
| 4.2. DISEÑO CONCEPTAL..... | 21 |
| 4.2.1. Matriz morfológica | 22 |
| 4.2.2. Concepto de Solución 1..... | 23 |
| 4.2.3. Concepto de Solución 2..... | 23 |
| 4.2.4. Concepto de Solución 3..... | 24 |
| 4.2.5. Evaluación técnica económica | 24 |
| 4.3. DISEÑO DE CONFIGURACIÓN | 27 |
| 4.3.1. Configuración 1 | 27 |
| 4.3.2. Configuración 2 | 27 |
| 4.3.3. Configuración 3 | 27 |
| 4.4. DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS | 30 |
| 4.4.1. Caracterización de la bomba | 30 |

| | | |
|---------|---|----|
| 4.4.2. | Parámetros de la bomba A4VG-28..... | 30 |
| 4.4.3. | Diseño del sistema electrohidráulico | 31 |
| 4.4.4. | Modelo físico-matemático | 33 |
| 4.4.5. | Análisis Fluido-dinámico..... | 37 |
| 4.4.6. | Cálculos de pérdidas de presión..... | 40 |
| 4.4.7. | Selección de materiales..... | 45 |
| 4.4.8. | Diseño Preliminar | 45 |
| 4.4.9. | Calculo estructural | 46 |
| 4.4.10. | Selección de componentes del sistema hidráulico | 50 |
| 4.5. | EVALUACIÓN ECONÓMICA..... | 61 |
| 4.6. | EVALUACIÓN COMPARATIVA DEL BANCO DE PRUEBAS | 62 |
| V. | DISCUSIÓN | 64 |
| VI. | CONCLUSIONES | 66 |
| VII. | RECOMENDACIONES | 67 |
| | REFERENCIAS..... | 68 |
| | ANEXOS | 72 |

Índice de tablas

| | |
|--|----|
| Tabla 1. Operacionalización de variables | 16 |
| Tabla 2. Lista de exigencias para el diseño del banco de pruebas | 20 |
| Tabla 3. Especificaciones de ingeniería..... | 21 |
| Tabla 4. Matriz morfológica de la máquina..... | 22 |
| Tabla 5. Evaluación técnica de los conceptos de solución | 25 |
| Tabla 6. Evaluación económica de los conceptos de solución..... | 26 |
| Tabla 7. Evaluación técnica del diseño de configuración..... | 28 |
| Tabla 8. Evaluación económica del diseño de configuración | 29 |
| Tabla 9. Características técnicas de la bomba A4VG-28 Rexroth..... | 30 |
| Tabla 10. Componentes del modelo físico-matemático..... | 34 |
| Tabla 11. Lista de componentes del sistema hidráulicos | 51 |
| Tabla 12. Costo de componentes hidráulicos del banco..... | 61 |
| Tabla 13. Costo de los materiales para la fabricación del banco..... | 61 |
| Tabla 14. Costo de los materiales para la fabricación del banco..... | 62 |
| Tabla 15. Análisis económico | 62 |

Índice de gráficos y figuras

| | |
|--|----|
| Figura 1. Banco de pruebas artesanal de bombas oleo hidráulicas..... | 3 |
| Figura 2. Familia de las bombas hidráulicas..... | 7 |
| Figura 3. Bomba de pistones axiales (a) eje inclinado (b) plato basculante..... | 7 |
| Figura 4. Esquema de un banco de pruebas MH Hidraulics..... | 8 |
| Figura 5. Banco de pruebas Schroeder..... | 9 |
| Figura 6. Esquema de una bomba de pistones axiales..... | 11 |
| Figura 7. Vista de corte de la bomba de pistones axiales con Load sensing (Jara 2016)..... | 11 |
| Figura 8. Esquema de una transmisión hidrostática. (Hidráulica Manse,2020)..... | 14 |
| Figura 9. Evaluación Técnica-Económica..... | 26 |
| Figura 10. Evaluación Técnica-Económica..... | 29 |
| Figura 11. Esquema hidráulico del banco de pruebas..... | 32 |
| Figura 12. Esquema eléctrico del banco de pruebas..... | 32 |
| Figura 13. Modelado físico-matemático del banco..... | 33 |
| Figura 14. Presión a la salida de la bomba en función del tiempo..... | 35 |
| Figura 15. Caudal de salida de la bomba en función del tiempo..... | 35 |
| Figura 16. Curva característica de la bomba de caudal variable..... | 36 |
| Figura 17. Diseño preliminar con el circuito de tuberías y mangueras..... | 37 |
| Figura 18. Selección de maguera para la línea de presión..... | 38 |
| Figura 19. Selección de maguera para la línea de succión..... | 39 |
| Figura 20. Selección de maguera para la línea de fuga (retorno)..... | 40 |
| Figura 21. Ensamblaje preliminar del banco de pruebas para bombas oleo hidráulicas..... | 45 |
| Figura 22. Soporte para las bombas..... | 46 |
| Figura 23. Estructura de soporte para el motor..... | 46 |
| Figura 24. Estructura de soporte para el motor..... | 48 |
| Figura 25. Esfuerzos de Von Mises del soporte para la bomba..... | 48 |
| Figura 26. Factor de seguridad del soporte para la bomba..... | 49 |
| Figura 27. Esfuerzo de Von Mises para la Estructura de soporte para el motor..... | 49 |
| Figura 28. Factor de seguridad estructura soporte del motor..... | 50 |
| Figura 29. Válvulas limitadoras de presión pilotada..... | 52 |
| Figura 30. Válvulas limitadoras de presión pilotada..... | 53 |
| Figura 31. Válvulas lanzadera..... | 54 |
| Figura 32. Válvulas reguladoras de flujo electro-proporcional..... | 54 |
| Figura 33. Válvulas direccional electro-proporcional 4/3..... | 55 |
| Figura 34. Unidad Hidráulica Parker D-PAK de desplazamiento fijo..... | 56 |
| Figura 35. Tipos de Filtros preferidos..... | 57 |

| | |
|--|----|
| Figura 36. Sensor de velocidad DSM1-10..... | 57 |
| Figura 37. Sensores de presión PR4 Serie 10..... | 58 |
| Figura 38. Manómetros preferidos para aplicaciones industriales..... | 59 |
| Figura 39. Display BODAS DI4-mid..... | 60 |
| Figura 40. Medidor de caudal Electronic Flow Meters 5050..... | 60 |
| Figura 41. Grafica presión-caudal tomado con el banco empírico..... | 63 |

Resumen

El presente trabajo se concentró en el diseño de un banco de pruebas para evaluar los parámetros de bombas oleo hidráulicas de hasta 100 HP en la empresa MEKATSU EQUIPOS S.R.L. En la actualidad la empresa presta servicios de mantenimiento y reparación en bombas oleo hidráulicas y para la validación del servicio se emplea un banco de pruebas fabricado empíricamente. Este banco, aunque cumple con los requerimientos básicos dificulta la obtención de datos de las bombas.

En este trabajo se realiza el diseño de un nuevo banco de pruebas siguiendo una metodología formal de diseño. El diseño inicia con la obtención de los requerimientos de la empresa los cuales son recopilados de una tabla de exigencias. Estas exigencias se emplean para generar conceptos de diseño que luego son evaluados técnica y económicamente para determinar la solución más adecuada. De la misma manera se realizó para los conceptos de diseño se generan y evalúan los conceptos de configuración para determinar la mejor disposición de los elementos del concepto de diseño seleccionado. Luego de seleccionado el concepto y la configuración, se realiza un modelo físico matemático que se simula para predecir el comportamiento del banco. Al comprobarse con el modelo que el circuito simulado funciona adecuadamente se elaboró el circuito electrohidráulico del banco. Para la selección de los componentes reales del banco se tomó como referencia las características técnicas de una bomba y en base a los parámetros de presión y caudal se seleccionaron los accesorios eléctricos e hidráulicos. Adicional a esto se realizaron los cálculos de ingeniería y una simulación por elementos finitos de la estructura lo cual arrojó un factor de seguridad mínimo de 5,7. Para determinar las pérdidas de carga en las tuberías y mangueras se ha realizado el cálculo fluido-dinámico obteniéndose que la potencia perdida en el todo el circuito hidráulico es 0.316% de la potencia de la bomba y que no tiene un impacto apreciable en la medición del banco.

Finalmente, del análisis económico el costo total para la fabricación del banco es de S/ 22,007.50 y se alcanza un VAN de S/21,162.28 y un TIR de 42% demostrando que el equipo tiene viabilidad económica.

Palabras claves: Oleo hidráulica, banco de pruebas, bomba de pistones.

Abstract

The objective of this work was to design a test bench to evaluate the parameters of oleo hydraulic pumps up to 100 Hp in the company MEKATSU EQUIPOS S.R.L. At present, the company provides maintenance and repair services for oil hydraulic pumps and an empirically manufactured test bench is used for the validation of the service. Although this bank meets the basic requirements, it makes it difficult to obtain data from the pumps.

For this reason, in this work the design of a new test bench is carried out following a formal design methodology. The design methodology begins with obtaining the requirements of the company which are compiled from a table of requirements for design. These requirements are used to generate design concepts that are then evaluated technically and economically to determine which solution is the most appropriate. In the same way that was done for the design concepts, the configuration concepts are generated and evaluated to determine the best arrangement of the elements of the selected design concept. After the design and configuration have been said, a mathematical physical model is made with which the behavior of the bench is simulated before the design is captured. When verifying with the model that the simulated circuit works properly, the electrohydraulic circuit of the bench was made. For the selection of the real components of the bench, the technical characteristics of a pump were taken as a reference and based on the pressure and flow parameters, the electrical and hydraulic accessories were selected. In addition to this, the engineering calculations and a simulation by finite elements of the structure were carried out, which yielded a minimum Safety Factor of 5,7. To determine the head losses in the pipes and hoses, the fluid-dynamic calculation was carried out, obtaining that the power lost in the entire hydraulic circuit is 0.316% of the pump power and that it does not have an appreciable impact on the bench measurement.

Finally, from the economic analysis, the total cost for the manufacture of the bench is S / 22,007.50 and a NPV of S/ 21,162.28 and an IRR of 42% is reached, demonstrating the equipment has economic viability.

Keywords: oleo hydraulics, test bench, piston pump.

I. INTRODUCCIÓN

A nivel mundial, la industria requiere de innovaciones para mejorar sus procesos. Una de las grandes mejoras fueron los usos de la hidráulica y la neumática en las aplicaciones móviles y las aplicaciones industriales. En las aplicaciones móviles se emplea la energía disponible en el aceite a presión para transportar, excavar, levantar, perforar, manipular materiales, controlar e impulsar tractores, grúas, retroexcavadoras, cargadores frontales. En las aplicaciones industriales se debe contar con maquinaria para controlar, impulsar, posicionar y mecanizar elementos propios de la línea de producción tales como maquinaria para la industria plástica, para robótica, para la instalación de componentes mecánicos en la minería, para la industria siderúrgica, además de otras aplicaciones. Como se puede notar es evidente la necesidad de contar con bancos de pruebas que se empleen para prestar servicio de mantenimiento preventivo o correctivo de algún componente mecánico que requiera de una prueba de confirmación de su funcionamiento (Saltos, 2011, p. 69).

En nuestro país las empresas mineras, centrales hidroeléctricas, maquinaria pesada y plantas industriales, solicitan equipos de sistemas oleo hidráulicos para operar chancadoras, compuertas hidráulicas planas o radiales, troqueladoras, perforadoras, equipos móviles de potencia, etc. Estos equipos son ensamblados con manifolds, actuadores, bombas hidráulicas, motores hidráulicos que son probados independientemente antes de ser instalados con el fin de garantizar el correcto estado de fabricación o mantenimiento, para formar parte del sistema oleo hidráulico final.

Estas pruebas son realizadas en bancos de pruebas hidráulicos, donde los operadores realizan maniobras en forma manual, estando en constante contacto con fuentes de energías peligrosas (presión hidráulica mayor a 100 bar y corriente alterna con cargas mayores de 20 amperios) para poder registrar las lecturas de manómetros, rotámetros y termómetros analógicos (Tito 2018).

Los bancos de prueba se encuentran organizados en laboratorios mecánicos brindando servicio de diagnóstico y reparación de bombas o de algún otro

componente del sistema que requiera de una prueba de confirmación de su funcionamiento, garantizando que toda tarea ejecutada, después del procedimiento de reparación realizado sea correcta (Jara, 2016, pg. 2).

Existe en el mercado una variedad de bancos excepcionalmente avanzados, con controles automáticos y su programación respectiva para el servicio requerido y el examen de la información obtenida, por lo tanto, es necesario que las empresas actualicen su sistema y política de gestión de mantenimiento con procesos claros y dinámicos que puedan afrontar de forma satisfactoria los cambios que surjan en el desarrollo de los proyectos, a la vez reduzca o mitigue los problemas de confiabilidad, disponibilidad, inseguridad, malas condiciones de trabajo, calidad ineficiente y con ello baja productividad (Cerna y Cesias, 2018, pg. 4).

MEKATSU EQUIPOS S.R.L. realiza servicios de mantenimiento preventivo, correctivo, predictivo y reparación de componentes en las marcas CAT, KOMATSU, VOLVO, CASE, JHON DERE, y de otra índole en el sector minero, construcción y agrícola. Así mismo realiza reparaciones, rectificaciones de bucket, lampones, tren de rodamientos, estructuras en general. Los servicios que brinda la empresa MEKATSU EQUIPOS S.R.L. cuenta con un equipado laboratorio oleo hidráulico donde se repara bombas, motores de desplazamiento variable, cilindros de doble efecto, mandos finales, cajas de transmisión hidráulicas, entre otras.

Actualmente, la empresa MEKATSU EQUIPOS S.R.L. no cuenta con un banco de pruebas consolidado con especificaciones de ingeniería adecuados, existe un banco de pruebas artesanal referencial (Figura 1) que cumple con las tareas básicas ocasionando muchos problemas a la hora de hacer el mantenimiento y pruebas tanto a los motores como a las bombas, debido a que ésta no cuenta con un sistema que permita verificar si están trabajando dentro de los parámetros (caudal, presión, potencia) necesarios. Por estas razones, muchas veces la empresa se ve obligada a contratar a empresas externas que prestan este tipo de servicios, trayendo como consecuencia una elevación de costos por reparación de las bombas y motores, sumado a esto, la pérdida de clientes por no prestar un servicio completo repercute en las ganancias de la empresa.



Figura 1. Banco de pruebas artesanal de bombas oleo hidráulicas

Fuente: MEKATSU EQUIPOS S.R.L. (2020)

Como sustento a la importancia e impacto del presente trabajo se consideraron los siguientes criterios de justificación del presente estudio: La justificación tecnológica está sustentada en la aplicación del proceso de diseño formal para un banco de pruebas basado en la información obtenida del diseño inicial y al cual se le aplicarán mejoras tecnológicas para cumplir las tareas de manera automatizada. En la justificación económica se resalta la importancia de eliminar el contrato de servicios a terceros, aumentando los ingresos a la empresa y beneficiando económicamente al cliente. Justificación social está relacionada con la satisfacción del cliente quien al recibir un servicio completo se evita contratiempos mejorando así la atención de los clientes de la empresa MEKATSU EQUIPOS S.R.L. Justificación ambiental porque con los correctivos adecuados en los componentes mecánicos y electrónicos del banco de pruebas, se asegurará que todos los sistemas y componentes de las maquinarias operen en óptimas condiciones, contribuyendo con el cuidado del medio ambiente ya que se reduce las emisiones de CO₂, así como las fugas de aceites, combustibles y grasas, evitando la contaminación de aire, agua y suelos debido al mal funcionamiento de la maquinaria.

El problema considerado se planteó del siguiente modo: ¿Cuál deben ser las especificaciones técnicas y operacionales del rediseño de un banco de pruebas para bombas oleo hidráulicas de pistones axiales en la empresa MEKATSU EQUIPOS S.R.L.?

El presente trabajo propone como objetivo general: Determinar las nuevas especificaciones técnicas de un banco de pruebas para bombas oleo hidráulicas de pistones axiales de hasta 100 Hp para la empresa MEKATSU EQUIPOS S.R.L. Los objetivos específicos son: (1) Identificar los parámetros técnicos y de funcionamiento de los componentes principales del banco de pruebas existente de la empresa MEKATSU EQUIPOS S.R.L. (2) Realizar los cálculos fluido dinámicos para determinar los parámetros operativos del sistema de tuberías del banco de pruebas en la empresa MEKATSU EQUIPOS S.R.L. (3) Seleccionar los componentes de accionamiento, control y medición del banco de pruebas para la empresa MEKATSU EQUIPOS S.R.L. (4) Realizar evaluación económica de los componentes del banco de pruebas. (5) Realizar evaluación comparativa del banco de pruebas existente que tiene la empresa frente al banco de pruebas con diseño formal realizado.

II. MARCO TEÓRICO

Aguilar (2015), demostró la necesidad de disponer de un banco de pruebas en un taller de torno industrial donde se solucionaban problemas de funcionamiento de motores que hacían imposible garantizar el trabajo realizado. El banco de pruebas también realizaba un diagnóstico general de la bomba, determinando si era necesario hacer reajustes ahorrando recursos y materia prima. En la construcción el autor seleccionó un motor turbo diésel, fabricó un chasis donde se montó el motor, ubicó el depósito de combustible debajo del motor, diseñó el sistema de gases de escape y el sistema de aceite hidráulico. Además, preparó la cimentación para el banco de pruebas realizando algunas modificaciones del taller y delimitó el área de la estación de trabajo. Para el uso del banco de pruebas el autor elaboró manuales de operación, mantenimiento, seguridad y un plan de manejo de desechos en la estación de trabajo además de la mejora continua del proyecto se creó programas de capacitación en seguridad industrial y en mantenimiento, y creó las bitácoras de mantenimiento para los registros.

Jara (2016), diseñó un banco de pruebas para bombas de pistones axiales utilizando un sensor de carga de 140 cc /rev factible económicamente para el medio local, buscó la ubicación del banco, estudió los principios de funcionamiento de este tipo de bombas y los parámetros de medición necesarios, seleccionó los componentes hidráulicos y de potencia, luego hizo el diseño estructural y finalmente la estimación de los costos. Como resultado obtuvo que la potencia requerida por el banco de pruebas diseñado fue de 252 kW y que es suministrado por un motor de combustión interna con un bloque de válvulas comunicados con todos los equipos hidráulicos, incluyendo el panel de instrumentación, el cual posee los instrumentos necesarios para poder obtener los parámetros de prueba.

Tito (2018), diseñó un sistema de automatización para probar bombas y actuadores hidráulicos de alto caudal y presión controlado por un controlador lógico programable (PLC) para determinar en forma automática los valores de presión, temperatura y flujo en las pruebas hidráulicas. Los datos luego son enviados y almacenados en un computador, de este modo ejercer el control de registro de cada

elemento probado. Las características de operación del banco en funcionamiento requirieron que las pruebas de bombas hidráulicas operen con las siguientes características: presión del sistema de 200 bar, caudal del sistema: 10 L/min, desplazamiento de bomba: 9.17 cm³/rev., presión máxima de bomba: 250 bar.

Velásquez (2007) utilizando un sistema de captura de datos en tiempo real, diseñó un banco de pruebas para bombas y motores oleo hidráulicos, encargado por una compañía que realizaba trabajos industriales en el área óleo hidráulica, debido a los muchos problemas presentados en las labores de mantenimiento a las bombas y motores oleo hidráulicos. Velásquez hizo un estudio de las variables del sistema y las delimitaciones de estas, con el fin de escoger los elementos que mejor se ajusten al proceso. Seleccionó y dimensionó todos los componentes del banco, tanto hidráulicos, mecánicos y dispositivos de adquisición. Las conclusiones más importantes fueron: el circuito oleo hidráulico diseñado fue el más apropiado para obtener valores de las variables: caudal, presión, velocidad de giro, torque que permitieron levantar las curvas de funcionamiento de las bombas y los motores oleo hidráulicos de acuerdo con las necesidades de la empresa.

Para entender el desarrollo realizado en este trabajo en las líneas siguientes se explica la teoría relacionada con el diseño del banco de pruebas para bombas oleo hidráulicas de pistones axiales.

En primer lugar, las bombas son el corazón de todo sistema hidráulico, por lo cual cuando el sistema pierde rendimiento usualmente es el primer componente a verificar. La bomba hidráulica es un mecanismo que usa energía mecánica de un medio externo y la convierte en una energía de presión transmitido de un lugar a otro en el interior de un sistema hidráulico mediante un líquido cuyas moléculas estén sometidas a esa presión. En resumen, las bombas hidráulicas son elementos mecánicos encargados de impulsar el aceite o líquido hidráulico, transformando la energía mecánica rotatoria en energía hidráulica (Altamirano, 2017).

Entre las bombas oleo hidráulicas existen tres tipos predominantes: las bombas de paletas, las bombas de engranajes y las bombas de pistones. A su vez las bombas de pistones pueden ser de desplazamiento fijo o variable como se puede ver en la Figura 2.

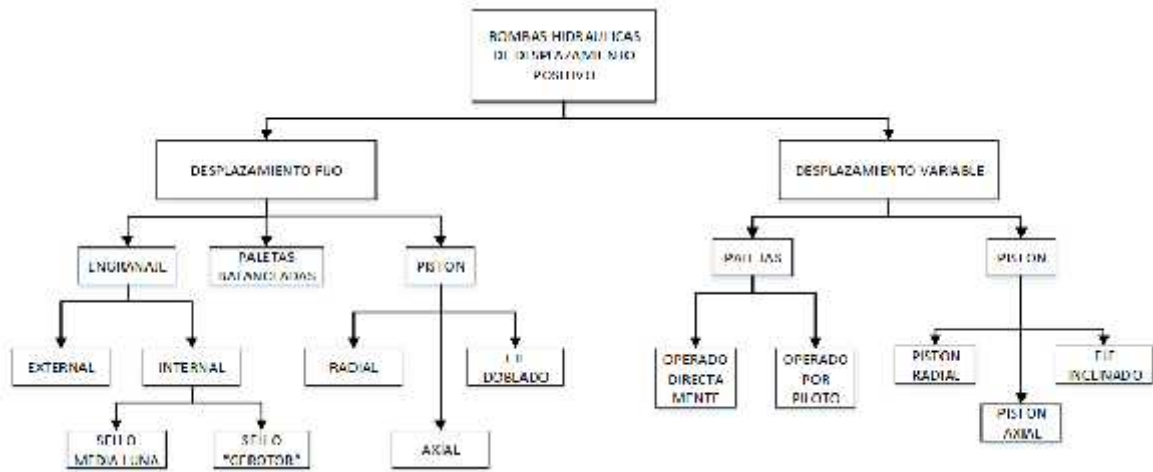


Figura 2. Familia de las bombas hidráulicas.

Fuente: Totten (2011)

Las bombas de pistones impulsan aceite a presiones altas de 3000 a 5000 psi, por lo que su uso es frecuente en sistemas hidráulicos de maquinaria pesada (Jara, 2016).

Estas bombas se dividen en dos tipos: de eje inclinado y de plato basculante. La mayor ventaja de estas bombas variables es que se pueden implementar con sistemas de compensación de presión, además de regular tanto la presión como el caudal de manera independiente permitiendo un mayor control en las curvas de rendimiento de la bomba. En la Figura 3(a) se aprecia un ejemplo típico de una bomba de pistones axiales de eje inclinado, mientras que en la Figura 3(b) se muestra una bomba de plato basculante con sus componentes principales.

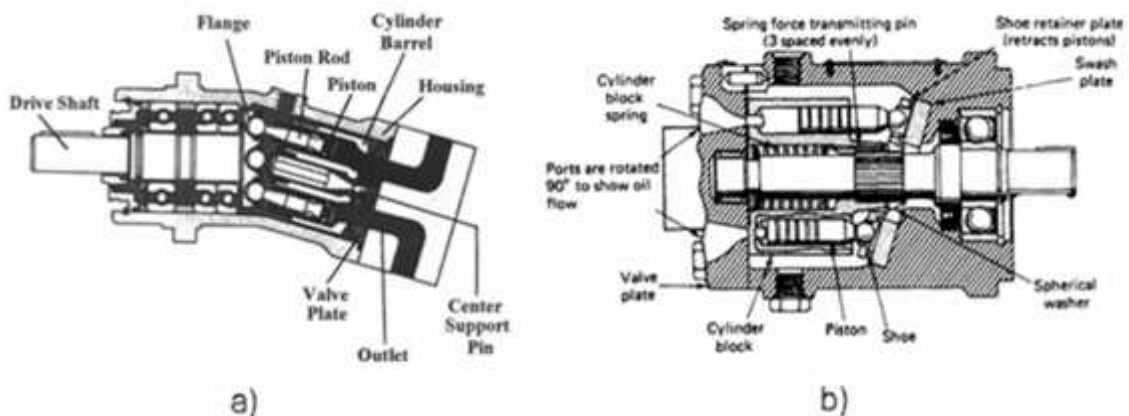


Figura 3. Bomba de pistones axiales (a) eje inclinado (b) plato basculante.

Fuente: Totten (2011)

El banco de pruebas hidráulico es un sistema donde se ensaya, verifica, comprueba y certifica de manera formal el funcionamiento de cualquier componente o máquina que utilice la oleo hidráulica midiendo la presión, el caudal, la temperatura, la velocidad, etc., y luego verificar los valores de potencia, rendimiento, etc., las cuales son comparadas a valores nominales y permite indicar el estado en el que se encuentra el elemento evaluado.

A continuación, se muestran algunos ejemplos de bancos de prueba:

Bancos de prueba MH Hydraulics. En la Figura 4 se muestra el banco de pruebas con algunos elementos principales: motor eléctrico de 140 KW – 400 KW, tanque de almacenamiento de aceite de 800 L, posee instrumentos de medición para el sensado de presión, de flujo, de velocidad y de temperatura, posee displays digitales de datos que se conectan con una PC.

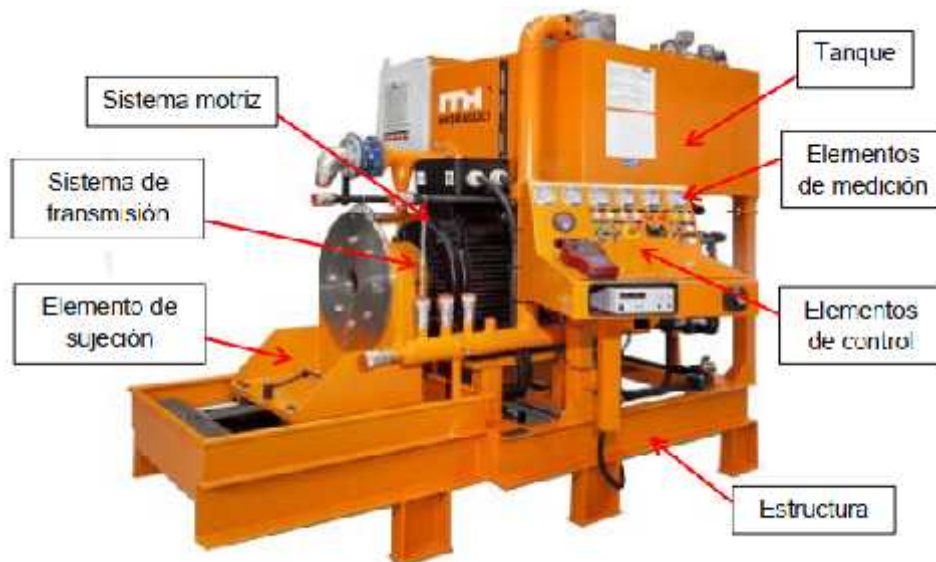


Figura 4. Esquema de un banco de pruebas MH Hydraulics.

Fuente: Jara (2016)

Banco de pruebas Schroeder. En la Figura 5 se muestra un banco de pruebas Schroeder cuyas bondades son: prueban bombas hidráulicas, válvulas, motores y cilindros como componentes individuales, permite al operador simular la función de un componente en su circuito y realizar una prueba realista. El rendimiento del componente se determina comparando los resultados de la prueba del componente cargado con las especificaciones del fabricante con una condición descargada.



Figura 5. Banco de pruebas Schroeder.

Fuente: Tito (2018)

La potencia hidráulica es una propiedad de la bomba hidráulica definida como la intensidad impulsada por un fluido, depende del caudal del fluido utilizado, para nuestro caso aceite y de la presión a la que esté trabajando el sistema. La potencia hidráulica indica cuanta potencia está consumiendo la bomba al sistema motriz encargado de moverla.

Para la bomba de pistones axiales de plato oscilante y eje inclinado de caudal constante se tiene las ecuaciones 1, 2 y 3.

$$Q_c = \frac{V_g * n * \eta_{lv}}{1} \quad (1)$$

$$T_c = \frac{V_g * \Delta p}{2 * \pi * \eta_{mt}} \quad (2)$$

$$P_c = \frac{2 * \pi * T_c * n}{6} \quad (3)$$

Para la bomba de pistones axiales de plato basculante y caudal variable se tiene las ecuaciones 4,5 y 6.

$$Q_v = \frac{V_{g,m} * n * \eta_{lv} * t_i(\alpha)}{1 * t_i(\alpha_m)} \quad (4)$$

$$T_v = \frac{V_{g,m} * \Delta p * t_i(\alpha)}{2 * \pi * \eta_{mt} * t_i(\alpha_m)} \quad (5)$$

$$P_v = \frac{2 * \pi * T_v * n}{6} \quad (6)$$

Para la bomba de pistones axiales de eje inclinado y caudal variable se tiene las ecuaciones 7, 8 y 9.

$$Q_v = \frac{V_{g,m} * n * T_v * \sin(\alpha)}{1 * \sin(\alpha_m)} \quad (7)$$

$$T_v = \frac{V_{g,m} * \Delta p * \sin(\alpha)}{2 * n * r_{mm} * \sin(\alpha_m)} \quad (8)$$

$$P_v = \frac{2 * n * T_v * n}{6} \quad (9)$$

Donde:

Q_c : Es el caudal constante para bombas de pistones axiales, (L/min).

T_c : Es el torque para bombas de pistones axiales de volumen constante, (Nm).

P_c : Es la potencia para bombas de pistones axiales de volumen constante, (KW).

Q_v : Es el caudal variable para bombas de pistones axiales, (L/min).

T_v : Es el torque para bombas de pistones axiales de volumen variable, (Nm).

P_v : Es la potencia para bombas de pistones axiales de volumen variable, (KW).

En la Figura 6 están esquematizados las partes principales de una bomba de pistones axiales, estas partes son: Inlet port, es el puerto de entrada al sistema, outlet port es el puerto de salida del sistema, Valve plate slot son las ranuras del plato base de comunicación de los puertos con el alojamiento de los pistones, Cylinder block es el bloque cilíndrico donde se alojan los pistones, los pistones que son las piezas encargadas de ejercer la presión, swashplate es el Plato basculante, parte encargada de variar el desplazamiento de los pistones, drive shaft es el eje de transmisión, pieza que transmite el giro de un sistema motriz externo a la bomba.

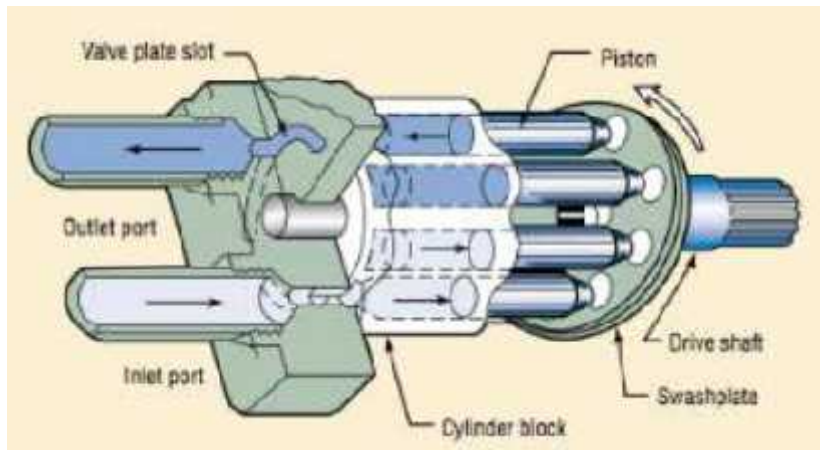


Figura 6. Esquema de una bomba de pistones axiales.

Fuente: Jara (2016)

El control de sensado es en conjunto el control de presión y flujo, encargado de regular el caudal necesario de entrega del aceite al sistema por parte de la bomba; este sistema de control consta de dos válvulas las cuales se muestra en la Figura 7. La válvula compensadora de flujo mantiene una diferencia de presión (presión de margen) entre la señal pilotada y la presión de salida de la bomba que puede ser de 14 a 22 bar. Por otra parte, la válvula compensadora de presión funciona como una válvula limitadora de presión, seteada normalmente entre 200 a 300 bar.

Las bombas con el sistema Load sensing (Figura 7) se usa frecuentemente conformando los sistemas hidráulicos de transmisión, dirección o ambos, dependiendo del tipo de máquina en la que se encuentre.

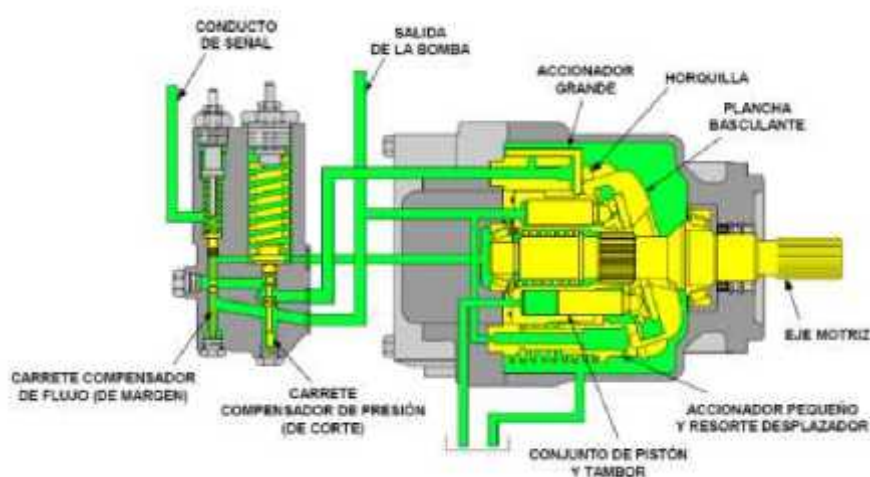


Figura 7. Vista de corte de la bomba de pistones axiales con Load sensing (Jara 2016).

Fuente: Jara (2016)

Los parámetros de medición de las bombas son valores que se definen de acuerdo a lo indicado en fichas técnicas de la bomba. Entre los diversos parámetros que se miden están:

La presión y caudal en reposo (en stand by) los cuales se miden a la salida de la bomba cuando no existe ningún obstáculo y deben ser mínimos. La presión marginal, es la diferencia de presiones entre la presión de salida de la bomba y la presión a la que está seteada el resorte de la compensadora de flujo. La presión y caudal en carga máxima son valores que se alcanzan cuando hay una interrupción en el circuito del sistema.

La eficiencia volumétrica de este tipo de bombas debe estar siempre por encima del 70% (Caterpillar 2003), por debajo de esta eficiencia la temperatura sube dilatándose los pistones, reduciendo la propiedad lubricante del aceite entre estos y los cilindros, generándose la fricción (acero con acero) y toda la estructura interna podría fallar, quedando inoperativa.

Para el modelo de la bomba se mantendrá la presión a su salida ajustando su flujo de acuerdo con los requisitos del sistema. Si la diferencia de presión a través de la bomba es menor que la presión de ajuste, la bomba produce su suministro máximo corregido por fugas internas. Una vez que se ha alcanzado PRESION DE SETEO el ajuste de presión, el flujo de salida se regula para mantener la presión preestablecida cambiando el desplazamiento de la bomba. El modelo de la bomba de pistones axiales de caudal variable y con compensación de presión esta determinadas por las ecuaciones 10 a la 17.

$$q = D \cdot \omega - k_f \cdot p \quad (10)$$

$$T = \frac{D \cdot p}{v_{im}} \quad (11)$$

$$D = \begin{cases} D_m & \rightarrow p & p \leq p_s \\ D_m & \rightarrow p & p_s < p < p_m \\ 0 & \rightarrow p & a \ p \geq p_m \end{cases} \quad (12)$$

$$p_m = p_s + p_r \quad (13)$$

$$K = \frac{D_m}{(p_m - p_s)} \quad (14)$$

$$k_f = \frac{k_H}{v \cdot \rho} \quad (15)$$

$$k_H = \frac{D_m \cdot \omega_{n1} \cdot (1 - \eta_V) \cdot v_{n1} \cdot \rho_{n1}}{\rho_{n1}} \quad (16)$$

$$p = p_1 - p_2 \quad (17)$$

Donde:

q : Caudal entregado por la bomba.

p : Diferencia de presión a través de la bomba.

p_1, p_2 : Presiones manométricas en los terminales del bloque.

D : Desplazamiento instantáneo de la bomba.

D_m : Desplazamiento máximo de la bomba.

p_s : Presión de ajuste de la bomba.

p_m : Presión máxima a desplazamiento de la bomba es cero.

T : Torque en el eje impulsor de la bomba.

ω : Velocidad angular de la bomba.

k_f : Coeficiente de fuga.

k_H : Coeficiente de Hagen-Poiseuille.

η_V : Eficiencia volumétrica de la bomba.

η_m : Eficiencia mecánica de la bomba.

v : Viscosidad cinemática de fluidos.

ρ : Densidad de fluido.

ρ_{n1} : Densidad nominal del fluido.

p_{n1} : Presión nominal de la bomba.

ω_{n1} : Velocidad angular nominal de la bomba.

v_{n1} : Viscosidad cinemática del fluido nominal.

Debido a las características de las bombas oleo hidráulicas existen diversos tipos de regulación y control en bombas de pistones axiales de caudal variable. Estas pueden ser con mando hidráulico o eléctrico. En el Anexo 1 se muestran los sistemas de control y regulación de la bomba A4VG-28 Rexroth.

La transmisión hidrostática es el tipo de transmisión en que la energía mecánica producida por el motor es convertida en energía hidráulica que, en forma de corriente fluida a elevada presión, transmite el movimiento a las ruedas.

La transmisión hidrostática está constituida esencialmente por una bomba, solidaria con el motor del vehículo, y por un motor hidráulico, accionado por la propia bomba y unido a las ruedas. Un circuito hidráulico que contiene aceite actúa como elemento de comunicación entre la bomba y el motor hidráulico. La bomba, accionada por el motor del vehículo, envía aceite (con caudal y presión variable por un mando) al motor hidráulico. Este último, transformando la presión del aceite en energía motriz, acciona las ruedas. El aceite vuelve después directamente a la bomba (circuito cerrado), o bien llega a un depósito, del cual es aspirado nuevamente por la bomba (circuito abierto).

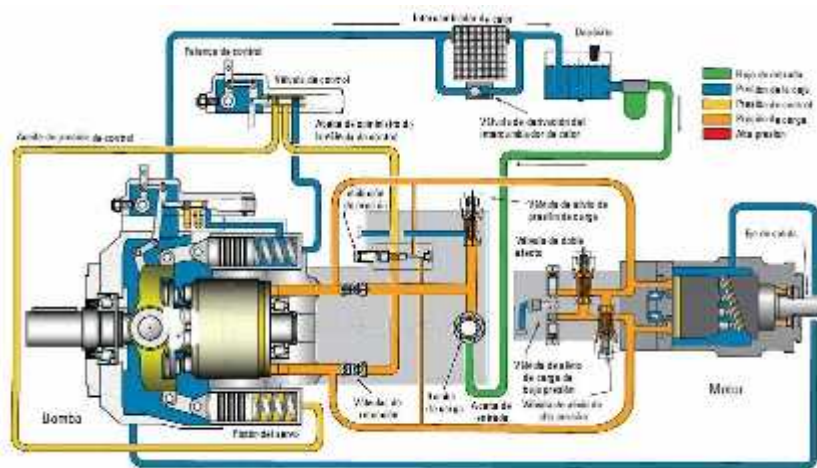


Figura 8. Esquema de una transmisión hidrostática. (Hidráulica Manse,2020)

III. METODOLOGÍA

3.1. Tipo y diseño de investigación

El método de investigación del presente estudio es cuantitativo pues los fenómenos en investigación son susceptibles de ser medidos.

-) Tipo de investigación: Aplicada.
-) Diseño de investigación: Cuasi experimental.

3.2. Variables y operacionalización

Variable independiente

Parámetros técnicos de las bombas hidráulicas.

-) Presión de seteo.
-) Velocidad de accionamiento.
-) Capacidad volumétrica.
-) Apertura de la válvula limitadora de caudal.

Variable dependiente

Diseño de un banco de pruebas de bombas Oleo hidráulicas.

-) Temperatura del aceite.
-) Presión de trabajo.
-) Caudal de salida.
-) Eficiencia de la bomba.

A continuación, en la Tabla 1 se muestra la matriz de operacionalización de las variables.

Tabla 1. Operacionalización de variables

| | Variable | Definición Conceptual | Definición Operacional | Indicadores | Escala de medición |
|----------------------|---|---|---|---|--------------------|
| Independiente | Presión de seteo | Presión a la que la bomba empieza a reducir el caudal entregado | Presión a la que se ajusta la compensadora de presión. | $P_s = P_m - P_r$ | Razón |
| | Velocidad de accionamiento | Velocidad a la que gira la bomba | Velocidad de rotación medido en el eje de la bomba | $N = \frac{r}{m}$ | Razón |
| | Capacidad volumétrica | Capacidad de almacenamiento del tanque | Volumen del tanque definido por sus dimensiones | $V_L = L * A * H$ | Razón |
| | Apertura de la válvula limitadora de caudal | Variación de apertura de la válvula limitadora de caudal | Ajuste manual o automatizado de la válvula limitadora de caudal | $\alpha = f(t)$ | Razón |
| Dependiente | Temperatura del aceite | Temperatura del aceite la prueba | Temperatura del aceite en las líneas de presión | $T_o = f(P)$ | Razón |
| | Presión de trabajo | Presión del aceite a diferentes regímenes | Presión en las líneas de presión | $P = f(\alpha)$ | Razón |
| | Caudal de salida | Caudal de salida de la bomba | Caudal en las líneas de presión | $Q = \frac{V_{g,m} * n * \eta_v * t_i(\alpha)}{1000 * t_i(\alpha_m)}$ | Razón |
| | Eficiencia de la bomba | Eficiencia total de la bomba | Relación entre la potencia real y la potencia ideal de la bomba | $\eta_{bi} = \frac{P_r}{P_{ii}}$ | Razón |

Fuente: Elaboración propia.

3.3. Población y muestra

Población: Bancos de pruebas de bombas oleo hidráulicas empleadas por la empresa MEKATSU EQUIPOS S.R.L.

Muestra: Banco de pruebas desarrollado de manera empírica por la empresa MEKATSU EQUIPOS S.R.L.

3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos

Técnicas de recolección de datos

En cuanto a las técnicas planteadas, los cuales se usarán en el presente de estudio son:

-) Análisis documental.
-) La técnica de observación.

Instrumentos de recolección de datos

En cuanto a los instrumentos planteados, los cuales se usarán como técnicas de recolección de información son:

-) Guías documentales.
-) Guía observacional.
-) Fichas técnicas.

3.5. Procedimientos

En la identificación de los parámetros técnicos los autores del presente trabajo se apersonaron al local de la empresa MEKATSU EQUIPOS S.R.L. con previa autorización (Anexo 3) para entrevistar al Ingeniero responsable de la empresa y recabar la información referente al banco de pruebas artesanal existente en la citada empresa, así como también la lista de exigencias que la empresa propone.

Como el sistema electrohidráulico del banco debe funcionar de manera automatizada se realiza un modelo físico-matemático y el esquema electrohidráulico para simular el funcionamiento del banco.

A razón de que el banco trabaja con fluido hidráulico a alta presión y caudal se realizan los cálculos fluido-dinámicos.

Después de definirse los parámetros de la bomba y el circuito hidráulico se seleccionan los accesorios conforme a la presión y caudal máximos de la bomba.

En la evaluación económica se considera el costo del equipo más la mano de obra para la fabricación.

Para la evaluación comparativa del diseño del banco propuesto en este trabajo y el diseño empírico se realiza la medición de la presión y el caudal de una bomba y se la compara con las mediciones que arroja el nuevo diseño del banco.

3.6. Método de análisis de datos

Para el análisis descriptivo de la información obtenida se empleará hojas de cálculo para mostrar los resultados:

-) Gráficos.
-) Hojas de cálculo.

3.7. Aspectos éticos

En el desarrollo del presente trabajo de investigación se tomó en cuenta la responsabilidad en el cumplimiento con las normas, condiciones y reglamentos de conducta establecidos por la Universidad Cesar Vallejo.

Se cumplirá con la veracidad de la información referida a la realidad invocada confirmada con fotografías y catálogo de la bomba existente en la empresa MEKATSU EQUIPOS S.R.L.

El principio de honestidad se cumplirá cuando la recomendación, los costos de los componentes en los presupuestos y los repuestos, el diagnóstico, los costos de la mano de obra y de alguno de los repuestos son los justos.

IV. RESULTADOS

4.1. Identificación de los parámetros técnicos y operacionales del banco de pruebas

La información referida a los parámetros técnicos y de funcionamiento disponibles del banco de pruebas empírico, así como los requerimientos de la empresa se obtuvo directamente en el taller ubicado en avenida Belaunde Mz. D lote 23 Santo Dominguito – Trujillo – La Libertad.

4.1.1. Lista de exigencias

La lista de exigencias muestra las características con las cuales el diseño debe contar y transmite lo que el cliente desea o espera. La lista de exigencias se elabora conforme a las funciones y subfunciones que el equipo debe ejecutar durante su operación normal. Es por esta razón que en la Tabla 2 se tiene la lista de exigencias para el banco de pruebas de bombas de pistones axiales.

En la distribución de la Tabla 2 se tiene al lado izquierdo la primera clasificación donde (E) significa exigencia y (D) deseo. Las exigencias por parte de la empresa restringen el diseño debido a que es imperativo cumplirlas para satisfacer los requerimientos del cliente, por otro lado, con los deseos se puede ser más flexible al momento de elaborar los conceptos de solución. Los requerimientos de la empresa se listan en el centro de la tabla y cada cuadro está relacionado a una función o subfunción con la que debe contar el banco de pruebas. Para definir adecuadamente los conceptos de solución es importante que los requerimientos puestos en la tabla sean los más específicos posibles para no generar soluciones inapropiadas.

Tabla 2. Lista de exigencias para el diseño del banco de pruebas

| MANEJO | DENOMINACION | RESPONSABLES |
|---------------|---|---------------------|
| E | FUNCIÓN PRINCIPAL: Comprobar el funcionamiento de bomba hidráulica de pistones axiales hasta 100 Hp. | N.C.J.C & J.J.C.B. |
| E | ESPACIO DISPONBLE: largo 6m, ancho 3m, alto 2.60m | N.C.J.C & J.J.C.B. |
| E | FUERZA: El torque generado por la unidad motriz debe ser el suficiente como para probar bombas de pistones axiales de hasta 100 Hp a un máximo de 1800 rpm. La estructura deberá de permanecer estable ante las fuerzas y vibraciones generadas durante el funcionamiento de toda la máquina. La presión máxima a la que llegará la máquina será de 5000 psi. La presión máxima a la que podrá funcionar la bomba será de 6000 psi. | N.C.J.C & J.J.C.B. |
| E | SISTEMA DE VARIACION DE VELOCIDAD: El sistema debe contar con un reductor de velocidades. También debe incluir piñón de inversión de giro. | N.C.J.C & J.J.C.B. |
| E | SENSADO DE LINEA DE ALIMENTACION, RETORNO Y SENSADO (LOAD SENSING): Este sistema debe incluir monitoreo electro hidráulico. | N.C.J.C & J.J.C.B. |
| E | ENERGÍA: La fuente de energía a utilizar será provista por medio de un motor de combustión interna KOMATSU de 200 Hp. | N.C.J.C & J.J.C.B. |
| E | SEGURIDAD: El prototipo se rediseñará de tal manera vele la integridad física del operario y el medio ambiente. El banco contará con una válvula limitadora de presión para proteger al sistema de sobre cargas, así como también al operario, debe contar con un botón de stop de emergencia. | N.C.J.C & J.J.C.B. |
| E | FABRICACIÓN: La máquina podrá ser fabricada en talleres locales a partir de materiales y componentes fácilmente adquiribles en el medio local. | N.C.J.C & J.J.C.B. |
| E | MANTENIMIENTO: El rediseño deberá ser de tal manera su mantenimiento pueda tener un acceso realizable. | N.C.J.C & J.J.C.B. |
| E | MONTAJE: El prototipo rediseñado debe ser armable y desarmable de manera sencilla. | N.C.J.C & J.J.C.B. |
| D | ERGONOMIA: Según la geometría de rediseño, este prototipo debe ser manejado de manera cómoda y viable. | N.C.J.C & J.J.C.B. |
| D | MEDICIONES: El equipo debería contar con un control automático relacionándolo con componentes electrohidráulicos para la maniobrabilidad. | N.C.J.C & J.J.C.B. |

E = Exigencia; D = Deseo

Fuente: Elaboración propia.

4.1.2. Tabla de especificaciones de ingeniería

Después de haber elaborado la Tabla 2 con las exigencias se ha condensado y traducido en términos de ingeniería las características más importantes para emplearla como base en el diseño del banco. En la Tabla 3 están listadas las especificaciones de ingeniería.

Tabla 3. *Especificaciones de ingeniería*

| SUBFUNCION | CARACTERISTICAS INGENIERILES | UNIDADES | LIMITES |
|---------------------|------------------------------|-------------|---------------------------------------|
| Tamaño del equipo | Dimensiones | Metros (m) | Largo: 1.5 m Alto: 1.6 m Ancho: 0.6 m |
| Potencia del equipo | Potencia | HP | 200 HP |
| Costo | Precio del equipo | Soles (S/.) | 15000 – 20000 |
| Materiales | Resistencia y durabilidad | Mpa | Fierro acerado |
| Maniobrabilidad | Facilidad de manejo | - | - |

Fuente: Elaboración propia.


















4.2. Diseño conceptual

En el diseño conceptual se elaboraron 3 alternativas de solución para el diseño del banco de pruebas, tomando como base la información de las Tablas 2 y 3. Para elaborar las 3 alternativas se empleó una matriz morfológica con las funciones principales del banco. Posteriormente a cada alternativa se le realizó una descripción mostrando las ventajas y desventajas más resaltantes, adicionalmente se incluye un bosquejo para cada alternativa de solución.

4.2.1. Matriz morfológica

En la matriz morfológica se presenta en un cuadro de doble entrada las subfunciones dentro del equipo y las posibles soluciones para cada subfunción.

Tabla 4. Matriz morfológica de la máquina

| | Función | Alternativas | | |
|---|--------------------|--|--|--|
| | | A | B | C |
| 1 | Montaje |  Manual | | |
| 2 | Accionar |  Motor Eléctrico |  Motor Diésel | |
| 3 | Visualizar datos |  Instrumento analógico |  Instrumento digital |  Pantalla LCD |
| 4 | Control de flujo |  Limitadora de caudal |  Bomba de caudal variable | |
| | Control de presión |  Válvula limitadora de presión |  Válvula limitadora de presión pilotada hidráulicamente |  Válvula limitadora de presión pilotada eléctricamente |
| 5 | Sensado de flujo |  Rotámetro |  Caudalímetro Digital |  Transductor de flujo |
| | Solución 1 |  | | |
| | Solución 2 |  | | |
| | Solución 3 |  | | |

Fuente: Elaboración propia.

4.2.2. Concepto de solución 1

El primer concepto de solución se basa en un motor eléctrico que sirve de accionamiento y todos los equipos de medición son esencialmente analógicos donde el operario deberá de recopilar la información visualizando los indicadores analógicos y registrando los datos manualmente. De igual manera el control de flujo se realiza de forma manual donde la precisión del ajuste de la válvula de control de flujo queda depende del juicio del operario. Este concepto al ser rudimentario tiene una ventaja económica debido al bajo costo de los instrumentos de medición y por su simplicidad el diseño es más fácil de implementar, en contraste a lo mencionado las desventajas principales son que la toma de datos se debe realizar de forma manual por medio del operario lo cual toma bastante tiempo, esfuerzo y la precisión en la toma de datos puede llegar a ser deficiente e imprecisa.

4.2.3. Concepto de solución 2

En el segundo concepto el motor de accionamiento se cambia por un motor de combustión interna permitiendo trabajar con mayores potencias. Las bombas deberán ser acopladas al eje de salida de motor y la toma de velocidad se haría mediante un tacómetro digital, para el caso de los equipos de medición se emplean medidores digitales los cuales muestran el valor numérico medido en la pantalla que llevan y el sistema de control es puramente hidráulico donde el accionamiento de la válvula sería mediante palancas. En este caso las principales ventajas son mayor precisión en la visualización de datos y menor esfuerzo para el control hidráulico de los componentes, reduciendo la intervención del operario. A pesar de lo anterior sigue habiendo necesidad de que el operario registre manualmente los datos mostrados por los medidores digitales, tomándole mucho tiempo al operario el realizar las pruebas a la bomba.

4.2.4. Concepto de solución 3

Para el tercer concepto el motor de accionamiento sigue siendo un motor de combustión interna y el sistema de control y medición están constituidos por componentes electrohidráulicos y electrónicos respectivamente. En este concepto la principal ventaja es el control automatizado donde el operario solo requerirá montar la bomba y programar el test de prueba, adicional a ello el equipo registrará las variables medibles y mostrará las curvas en la pantalla. Como principal desventaja está el alto costo y la complejidad en el diseño.

4.2.5. Evaluación técnica económica

Siguiendo la metodología VDI 2225 se aplica un análisis técnico-económico para la evaluación de los conceptos de solución y obtener el concepto óptimo por cual se basará en el diseño de la máquina. Los valores que se obtendrán de la evaluación técnica representarán la coordenada X, mientras que los valores de la evaluación económica representarán la coordenada Y en una gráfica de toma de decisiones.

Valor Técnico: Para la evaluación técnica se tendrán en cuenta diferentes criterios tomando una escala de puntuación del 0 al 4, donde 4 significa que cumple totalmente con el criterio a evaluar y el valor de 0 significa que no cumple y para el peso ponderado según importancia de los criterios su puntaje oscilará del 0 al 5. Para esta evaluación se toman los criterios siguientes:

-) Función: Cumple con el objetivo principal de la máquina de permitir generar las curvas características de bombas de pistones axiales.
-) Forma: Posee una forma sencilla y compacta, permitiendo aprovechar mejor el espacio asignado para la máquina.
-) Diseño: El diseño es fácil de plasmar e implementar.
-) Seguridad: Presenta baja probabilidad de causar daños a los operarios.
-) Energía: El diseño permite un consumo mínimo de energía.
-) Ergonomía: Presenta comodidad y facilidad de uso para el operario.

-) Materiales: Emplea materiales que se pueden conseguir en el mercado local.
-) Fabricación: Es posible realizar la fabricación de manera sencilla, o con la menor cantidad de procesos de fabricación.
-) Montaje: El diseño es fácil de ensamblar y desensamblar.
-) Mantenimiento: Se puede hacer un mantenimiento rápido y sencillo.

Tabla 5. Evaluación técnica de los conceptos de solución

| DISEÑO MECANICO - EVALUACION DE CONCEPTOS | | | | | | | | |
|--|------------------------|----|------------|-------|------------|-------|------------|-------|
| Valor técnico (Xi) | | | | | | | | |
| Banco de pruebas para bombas oleo hidráulicas de pistones axiales P: Puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225) 0=No satisface, 1=apenas aceptable, 2=Suficiente,3=bien,4=Muy bien(ideal) g: Peso ponderado según importancia de los criterios | | | | | | | | |
| Criterios de evaluación para diseño en fase de concepto | | | | | | | | |
| Variantes de concepto | | | Solución 1 | | Solución 2 | | Solución 3 | |
| Nro. | Criterio de evaluación | G | p | g*p | P | g*p | p | g*p |
| 1 | Función | 5 | 4 | 20 | 4 | 20 | 4 | 20 |
| 2 | Forma | 4 | 4 | 16 | 4 | 16 | 4 | 16 |
| 3 | Diseño | 4 | 4 | 16 | 4 | 16 | 3 | 12 |
| 4 | Seguridad | 4 | 2 | 8 | 2 | 8 | 3 | 12 |
| 5 | Energía | 3 | 3 | 9 | 3 | 9 | 4 | 12 |
| 6 | Ergonomía | 4 | 1 | 4 | 2 | 8 | 3 | 12 |
| 7 | Materiales | 3 | 4 | 12 | 4 | 12 | 3 | 9 |
| 8 | Fabricación | 2 | 2 | 4 | 3 | 6 | 4 | 8 |
| 9 | Montaje | 3 | 2 | 6 | 3 | 9 | 3 | 9 |
| 10 | Mantenimiento | 2 | 2 | 4 | 2 | 4 | 3 | 6 |
| Sumatoria | | 34 | 28 | 99 | 31 | 108 | 34 | 116 |
| Valor técnico (Xi) | | | | 0.728 | | 0.794 | | 0.853 |

Fuente: Elaboración propia.

Valor económico: De la misma manera se evalúa el valor económico en función de diversos criterios y con la misma escala de puntuación.

Tabla 6. Evaluación económica de los conceptos de solución

| DISEÑO MECANICO - EVALUACION DE PROYECTOS | | | | | | | | |
|--|------------------------|----|------------|-------|------------|-------|------------|-------|
| Valor económico (Yi) | | | | | | | | |
| Banco de pruebas para bombas oleo hidráulicas de pistones axiales P: Puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225) 0=No satisface, 1=apenas aceptable, 2=Suficiente,3=bien,4=Muy bien(ideal) g: Peso ponderado según importancia de los criterios | | | | | | | | |
| Criterios de evaluación para diseño en fase de concepto | | | | | | | | |
| Variantes de concepto | | | Solución 1 | | Solución 2 | | Solución 3 | |
| Nro. | Criterio de evaluación | g | p | g*p | P | g*p | p | g*p |
| 1 | Costos de fabricación | 5 | 4 | 20 | 4 | 20 | 4 | 20 |
| 2 | Costo de mantenimiento | 3 | 2 | 6 | 3 | 9 | 4 | 12 |
| 3 | Costo de montaje | 2 | 3 | 6 | 3 | 6 | 2 | 4 |
| Sumatoria | | 10 | 9 | 32 | 10 | 35 | 10 | 36 |
| Valor económico (Yi) | | | | 0.800 | | 0.875 | | 0.900 |

Fuente: Elaboración propia.

Luego de obtener los puntos se procede a dibujar una gráfica de toma de decisiones donde se representa los puntos de cada solución con sus respectivas coordenadas y la solución ideal como una línea de pendiente 1. En este caso la solución 3 es el indicado pues está más cerca al caso ideal (la recta).



Figura 9. Evaluación Técnica-Económica

Fuente: Elaboración propia

4.3. Diseño de Configuración

Siendo el concepto 3 el ideal, se realizaron tres configuraciones posibles para la disposición de los componentes dentro de la máquina y las cuales son evaluadas mediante una matriz de selección para escoger la configuración más adecuada.

4.3.1. Configuración 1

En la primera configuración el banco estará formado por dos partes, la primera será el panel de control en donde se encontrará la interface de control y el panel de visualización de las curvas. La segunda parte le corresponde a la estructura de soporte de la bomba y por medio de la cual es acoplada al motor de accionamiento.

4.3.2. Configuración 2

Para la configuración 2 el banco incluirá en una sola estructura el soporte para las bombas y el panel de control, pero el motor se acoplará externamente desde su propia estructura. En este caso el diseño es más compacto permitiendo cambiar el motor y facilitando el mantenimiento del mismo. Como punto negativo es que se requiere mayor espacio.

4.3.3. Configuración 3

En esta configuración todos los componentes están en una sola estructura, esto incluye al motor, el soporte para las bombas y el panel de control. En este concepto se logra un diseño lo más compacto posible ahorrando espacio, pero como punto negativo es que se hace más complejo el diseño, además los procesos de ensamblado y manteniendo se dificultan lo cual se traduce en emplear mayor tiempo en cada uno de ellos.

De la misma manera que para el diseño conceptual se realiza una evaluación técnico-económica tomando los mismos criterios de evaluación de la sección 4.2.5. De igual manera la escala de puntuación (0-4) se mantiene y en la Tabla 7 donde se muestran los resultados de la evaluación técnica.

Tabla 7. Evaluación técnica del diseño de configuración

| DISEÑO MECANICO - EVALUACION DE CONFIGURACIONES | | | | | | | | |
|--|------------------------|----|------------|-------|------------|-------|------------|-------|
| Valor técnico (Xi) | | | | | | | | |
| Banco de pruebas para bombas oleo hidráulicas de pistones axiales P: Puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225) 0=No satisface, 1=apenas aceptable, 2=Suficiente,3=bien,4=Muy bien(ideal) g: Peso ponderado según importancia de los criterios | | | | | | | | |
| Criterios de evaluación para diseño en fase de configuración | | | | | | | | |
| Variantes de concepto | | | Solución 1 | | Solución 2 | | Solución 3 | |
| Nro. | Criterio de evaluación | G | p | g*p | p | g*p | P | g*p |
| 1 | Función | 5 | 4 | 20 | 4 | 20 | 4 | 20 |
| 2 | Forma | 4 | 2 | 8 | 3 | 12 | 4 | 16 |
| 3 | Diseño | 4 | 2 | 8 | 3 | 12 | 3 | 12 |
| 4 | Seguridad | 4 | 2 | 8 | 4 | 16 | 4 | 16 |
| 5 | Energía | 3 | 3 | 9 | 3 | 9 | 3 | 9 |
| 6 | Ergonomía | 4 | 1 | 4 | 2 | 8 | 3 | 12 |
| 7 | Materiales | 3 | 4 | 12 | 4 | 12 | 4 | 12 |
| 8 | Fabricación | 2 | 2 | 4 | 3 | 6 | 4 | 8 |
| 9 | Montaje | 3 | 2 | 6 | 3 | 9 | 3 | 9 |
| 10 | Mantenimiento | 2 | 2 | 4 | 3 | 6 | 3 | 6 |
| Sumatoria | | 34 | 24 | 83 | 32 | 110 | 35 | 120 |
| Valor técnico (Xi) | | | | 0.610 | | 0.809 | | 0.882 |

Fuente: Elaboración propia.

De la misma manera se evalúa el valor económico en función de diversos criterios y con la misma escala de puntuación.

Tabla 8. Evaluación económica del diseño de configuración

| DISEÑO MECANICO - EVALUACION DE PROYECTOS | | | | | | | | |
|--|------------------------|----|------------|-------|------------|-------|------------|-------|
| Valor económico (Yi) | | | | | | | | |
| Banco de pruebas para bombas oleo hidráulicas de pistones axiales P: Puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225) 0=No satisface, 1=apenas aceptable, 2=Suficiente,3=bien,4=Muy bien(ideal) g: Peso ponderado según importancia de los criterios | | | | | | | | |
| Criterios de evaluación para diseño en fase de configuración | | | | | | | | |
| Variantes de concepto | | | Solución 1 | | Solución 2 | | Solución 3 | |
| Nro. | Criterio de evaluación | G | p | g*p | p | g*p | P | g*p |
| 1 | Costos de fabricación | 5 | 2 | 10 | 3 | 15 | 4 | 20 |
| 2 | Costo de mantenimiento | 3 | 2 | 6 | 3 | 9 | 4 | 12 |
| 3 | Costo de montaje | 2 | 3 | 6 | 3 | 6 | 3 | 6 |
| Sumatoria | | 10 | 7 | 22 | 9 | 30 | 11 | 38 |
| Valor económico (Yi) | | | | 0.550 | | 0.750 | | 0.950 |

Fuente: Elaboración propia.

De la evaluación técnico-económica de las configuraciones y la Figura 10 se observa que la solución número 3 es la mejor opción pues el punto se encuentra más cercano a la recta y al valor 1 de ambos ejes.

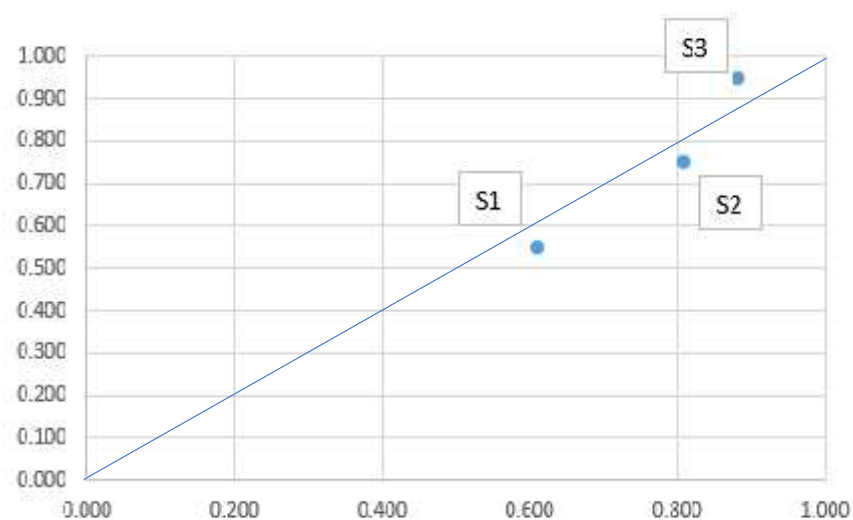


Figura 10. Evaluación Técnica-Económica

Fuente: Elaboración propia

4.4. Diseño del banco de pruebas

4.4.1. Caracterización de la bomba

En el desarrollo del diseño se empezó por definir las características de una bomba real que servirá como punto de referencia para el diseño del banco, posteriormente se elabora el diagrama electrohidráulico con las funciones con la que contará el banco de pruebas. Se tomará la bomba variable de pistones axiales A4VG-28 con las características técnicas que se muestran en la Tabla 9. Las características técnicas de esta bomba se encuentran en el Anexo 5.

Tabla 9. Características técnicas de la bomba A4VG-28 Rexroth

| Parámetro | Indicador | Valor | Unidad |
|----------------------|------------|-------|--------|
| Presión nominal | p_{ni} | 400 | b |
| Presión máxima | p_m | 450 | b |
| Cilindrada | $V_{g,m}$ | 28 | cm^3 |
| Revoluciones máximas | $R_{l\ m}$ | 4250 | rl |
| Revoluciones mínimas | $R_{l\ m}$ | 500 | rl |
| Caudal | $q_{v,m}$ | 119 | L/m |
| Potencia | P_m | 79 | K |
| Par de giro | T_m | 178 | N |
| Masa | W_{bi} | 29 | k |

Fuente: Rexroth (2020).

4.4.2. Parámetros de la bomba A4VG-28

Los datos que se entregan en los catálogos generalmente no consideran el rendimiento de las bombas por lo cual empleando las ecuaciones 4, 5 y 6 se emplean para obtener los valores de caudal, torque y potencia para la bomba A4VG-28 con una eficiencia volumétrica de 90% y una eficiencia mecánica hidráulica 90%, para estimar la potencia necesaria en el accionamiento. En los cálculos se toma el desplazamiento máximo de la bomba con lo cual se tiene:

$$Q_v = \frac{28 [cm^3] * 4250 [rl] * 0.9}{1000} = 107.1 \left[\frac{L}{m} \right]$$

$$T_v = \frac{28 [cm^3] * 400 [b]}{20 * \pi * 0.9} = 198.06 [N]$$

$$F_v = \frac{2 * \pi * 198.06 [N] * 4250 [r]}{60000} = 88.14 [K]$$

4.4.3. Diseño del sistema electrohidráulico

El objetivo del sistema electrohidráulico es sustituir la intervención del operario en tareas rutinarias, por procesos automatizados operados directamente desde la interface de control del banco de pruebas.

Tomado como base las características de la bomba A4VG-28 se elaboró el diagrama hidráulico para el banco de pruebas que se muestra en la Figura 11. En este esquema se muestra dos tipos de conexiones, las entradas y las salidas. En las entradas se tienen las tomas de presiones (A y B) que llegan desde la bomba y se conectan con una electroválvula proporcional. El control del caudal se realiza eléctricamente por medio del solenoide M1 y las mediciones de presión en las líneas A y B se realizan por medio de los sensores APS1 y APS2. El sensado del flujo de cada línea de presión se realiza por medio de los sensores AFM1 y AFM2. Como medida de protección se tiene una válvula de alivio conectada a ambas líneas por medio de una válvula de lanzadera (shuttle valve). En las tomas de salida se entrega presión hacia las conexiones X1 y X2 de la bomba la cual se emplea para comandar directamente el ángulo de basculamiento y con variar el caudal de salida de la bomba. Este circuito necesita de una unidad hidráulica de baja potencia ($P_m = 25 \text{ b}$).

El circuito de control y sensado se muestra en la Figura 12, donde se aprecian las válvulas solenoides V1 y V2 que sirven para activar directamente la electroválvula de la bomba. Por otra parte, los sensores de la Figura 12 tienen su parte hidráulica representada en la Figura 11. Estos sensores convierten la señal física en señales eléctricas de voltaje. Los

relays M1 y M2 controlan la activación de las electroválvulas proporcionales según la señal ingresada.

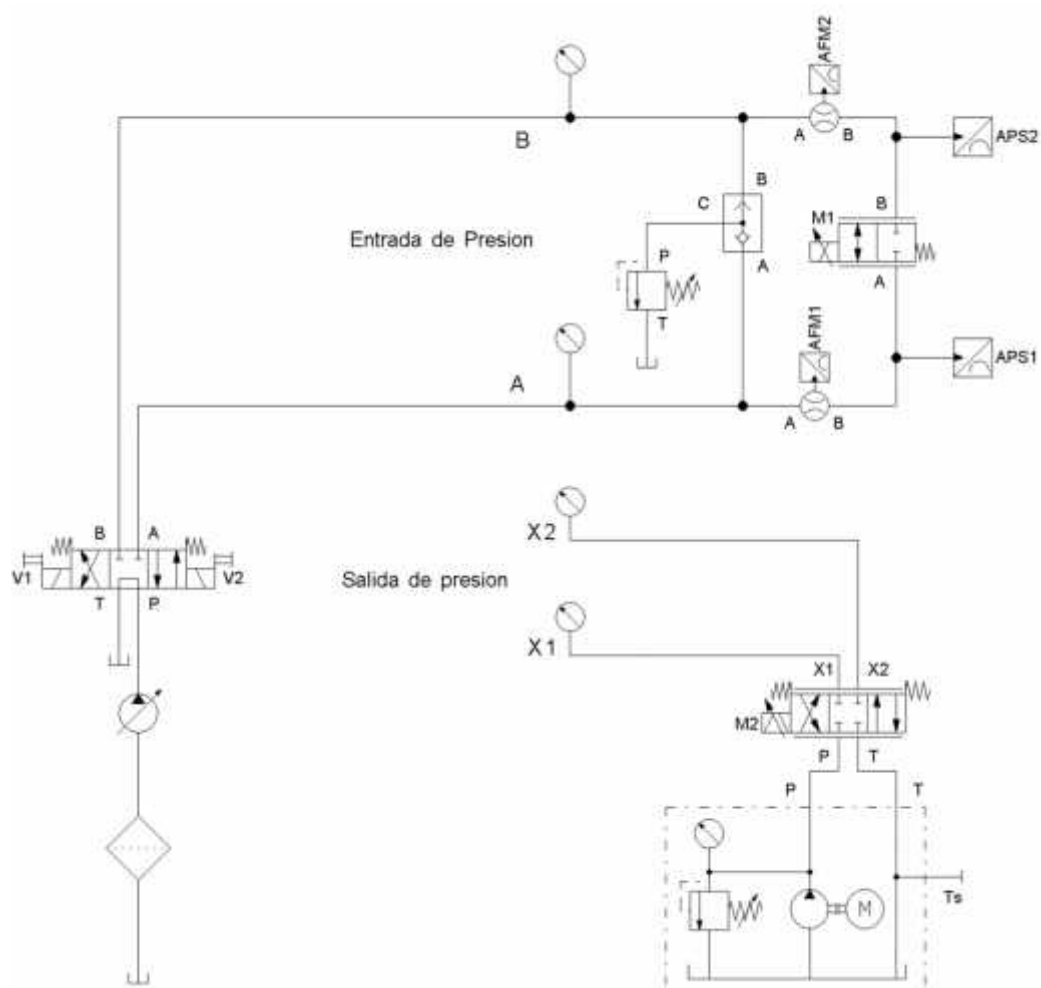


Figura 11. Esquema hidráulico del banco de pruebas

Fuente: Elaboración propia

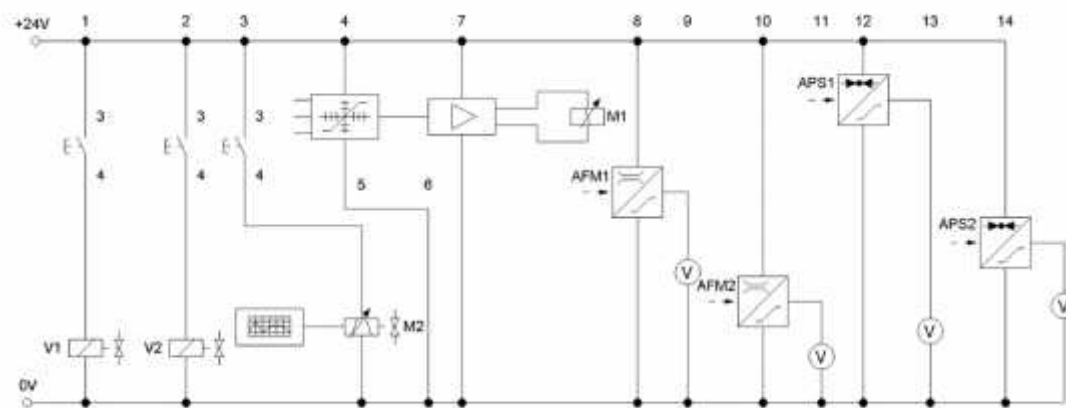


Figura 12. Esquema eléctrico del banco de pruebas

Fuente: Elaboración propia

4.4.4. Modelo físico-matemático

Como el banco de pruebas es diseñado con el objetivo de automatizar el proceso de toma de datos es necesario verificar el funcionamiento dinámico del mismo. Para tener una verificación del comportamiento físico del banco se modela el sistema como se observa en la Figura 13. El modelado físico-matemático permite ver el comportamiento de la bomba en forma gráfica. Con el modelo se pueden realizar mediciones de diferentes puntos y las gráficas generadas permitirán predecir el comportamiento del sistema antes de plasmarlo en un diseño real. La ventaja de utilizar modelos para comprobar un sistema dinámico es que permite detectar errores de funcionamiento antes de pasar al proceso de fabricación, permitiendo realizar ajustes en las etapas tempranas del diseño.

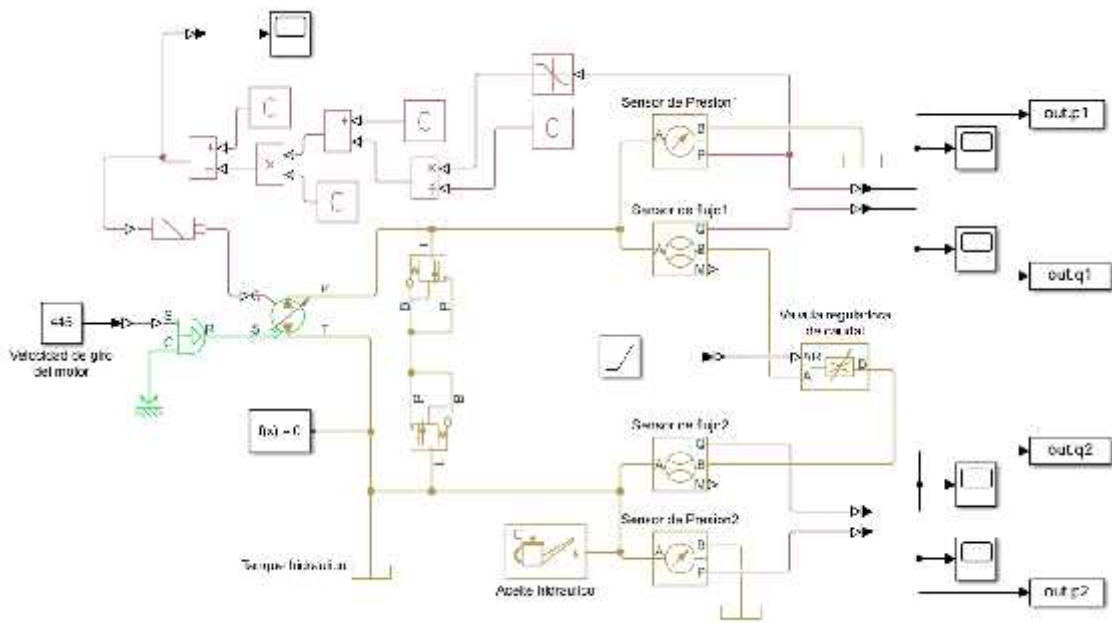




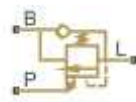
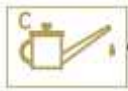



Figura 13. Modelado físico-matemático del banco

Fuente: Elaborado en Matlab 2019b

El modelo de la Figura 13 se crea empleando componentes como bloques de un esquema. Los bloques empleados están listados en la Tabla 10 con sus nombres y la función básica que cumplen en el esquema. El modelo representa las conexiones de la bomba en un sistema hidrostático, donde existen dos líneas (A y B) conectadas a una válvula que varía el diámetro

interno, esto simula la resistencia que ejerce el actuador. Para medir las variables hidráulicas se emplean los sensores de presión y flujo para cada una de las líneas. Como el sistema es un circuito cerrado el flujo volumétrico es el mismo, pero por la dirección tendrán signo positivo o negativo. La presión máxima está determinada por las características de la bomba y la presión de trabajo depende de la regulación y es igual a la presión nominal (400 Bar) de la Tabla 9. El bloque de aceite hidráulico tiene las propiedades del Anexo 6.

Tabla 10. Componentes del modelo físico-matemático

| ITEM | ESQUEMA | NOMBRE | FUNCION |
|------|---|-----------------------------------|---|
| 1 |  | Fuente de velocidad angular ideal | Proporcionar una velocidad angular constante |
| 2 |  | Bomba de desplazamiento variable | Entrega energía mecánica a un fluido hidráulico |
| 3 |  | Válvula contrabalance | Controlar el movimiento y bloqueo de un actuador. |
| 4 |  | Aceite hidráulico | Fluido de trabajo |
| 5 |  | Sensor de presión | Sensor de presión hidráulica ideal |
| 6 |  | Sensor de flujo | Sensor de flujo hidráulica ideal |
| 7 |  | Válvula reguladora de caudal | Modela un orificio de área variable |
| 8 |  | Medidor | Muestra las señales generadas durante la simulación |
| 9 |  | Función rampa | Emite una señal de rampa |

Fuente: Mathworks (2020).

La simulación se realiza en un intervalo de 120 segundos y los sensores de presión y caudal registran los valores en ambas líneas de manera simultáneamente. Las variables de presión y caudal se calculan para el tiempo total de la simulación (120 s) y se obtienen graficas en función del tiempo para las dos variables en un solo sentido de giro. La prueba se hace en sentido horario y a la velocidad máxima de rotación permitida para la bomba (Tabla 9). Para esta velocidad la curva de presión-tiempo del sensor de presión se muestra en la Figura 14.

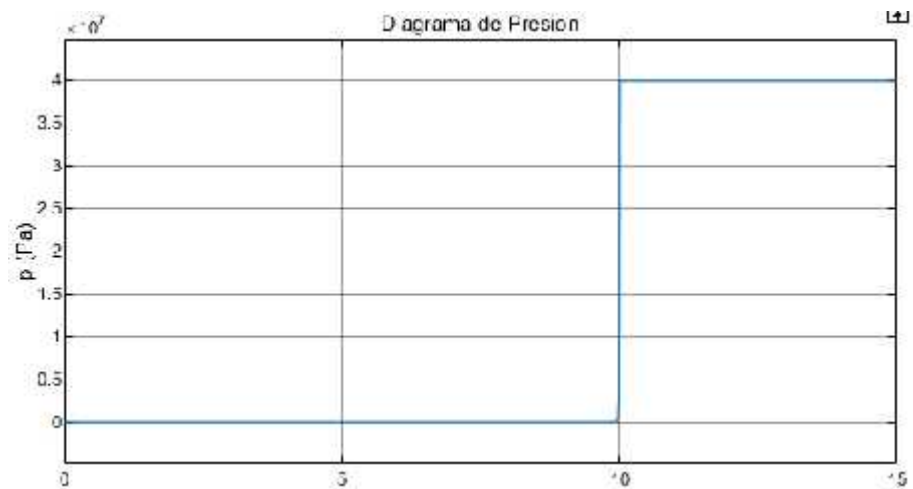


Figura 14. Presión a la salida de la bomba en función del tiempo

Fuente: Elaborado en Matlab 2019b

Para el mismo sentido de rotación y velocidad la curva caudal-tiempo del sensor de flujo se muestra en la Figura 15.

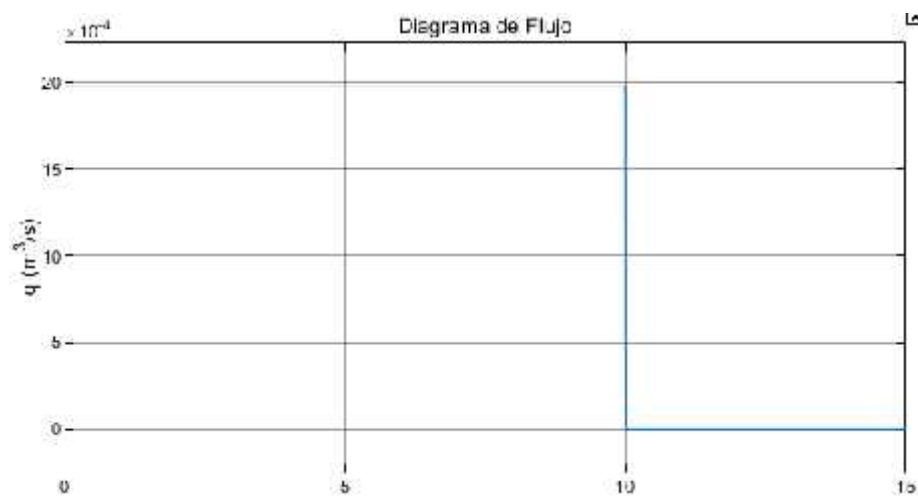


Figura 15. Caudal de salida de la bomba en función del tiempo

Fuente: Elaborado en Matlab 2019b

Graficando los valores en función del tiempo para el caudal y la presión se tiene la curva q-p característica de la bomba como se muestra en la Figura 16. En esta curva se puede apreciar que la presión máxima de operación es 400 bar y depende del valor seteado, esta presión se logra para un caudal mínimo (aprox. 0 L/min) que es cuando el plato bascula permitiendo que el sistema se mantenga a la presión nominal de trabajo sin entregar caudal al sistema, esto sirve para ahorrar energía, pues la potencia como se sabe es la multiplicación de la presión por el caudal. De lo anterior se demuestra que la ventaja de las bombas de caudal variable es que se puede ajustar la potencia que se entrega al sistema siguiendo los puntos de la Figura 16. Cada punto de la curva está definido por una presión y caudal específico, donde el punto de mayor potencia está ubicado justo en el quiebre de la curva. Las pendientes que posee esta curva están relacionadas con las fugas internas de la bomba y esto a su vez se relaciona con la eficiencia de la bomba.

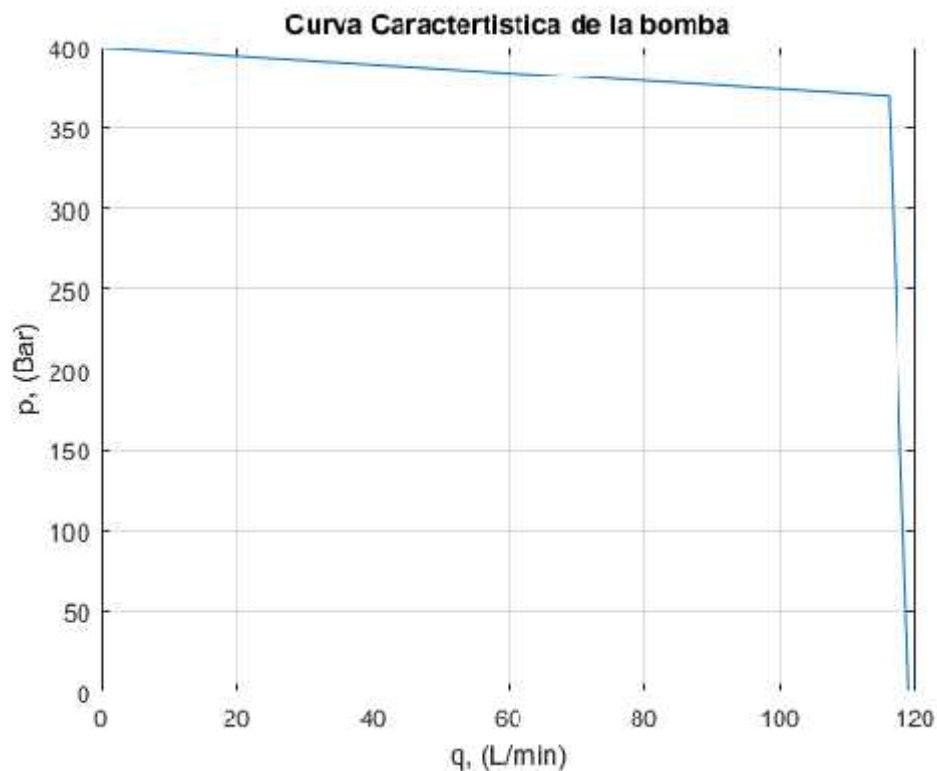


Figura 16. Curva característica de la bomba de caudal variable

Fuente: Elaborado en Matlab 2019b

4.4.5. Análisis fluido-dinámico

Para el análisis fluido dinámico se realiza el metrado de las tuberías y las mangueras que irán montados en la estructura del banco, en la Figura 17 se muestra el diseño preliminar del banco de pruebas con una bomba oleo-hidráulica montada en su soporte y las mangueras conectadas a sus respectivas conexiones.

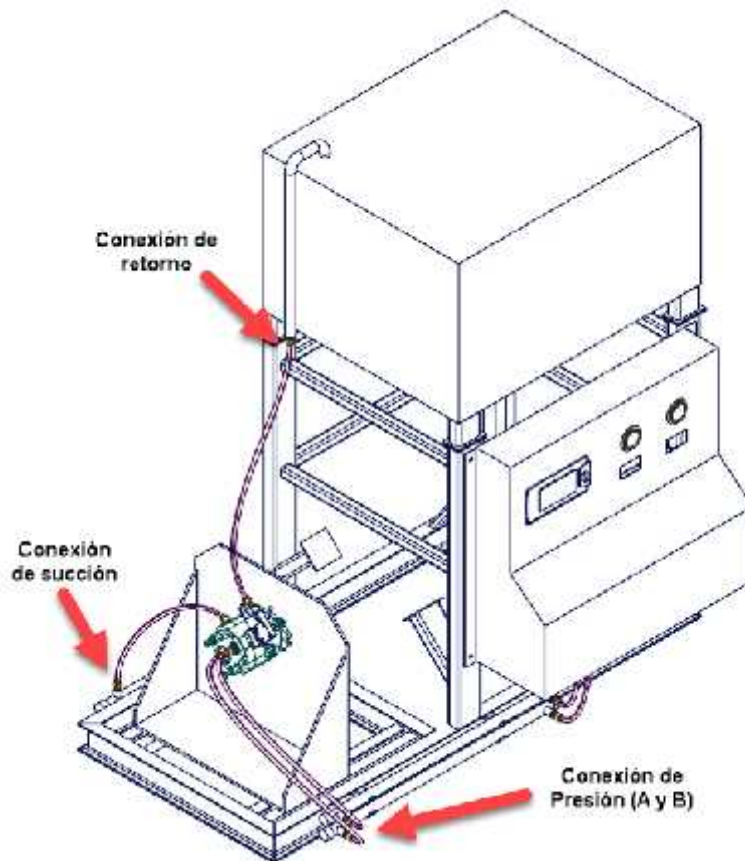


Figura 17. Diseño preliminar con el circuito de tuberías y mangueras.

Fuente: Elaboración propia

A continuación, se describen las tuberías o mangueras junto a las conexiones correspondientes:

Conexión de presión (A y B): Para el sistema hidrostático las conexiones A y B establecen la ruta del fluido de trabajo para el circuito cerrado entre la bomba y el actuador (motor hidráulico). Como el banco carece de un motor hidráulico se empleó válvulas limitadoras de caudal para simular la carga del actuador.

Conexión de succión (S): Según las especificaciones del montaje de la línea la bomba de fuga o retorno debe tener como presión mínima 0.8 bar, además la línea de aspiración debe desemboscar por debajo del nivel del tanque.

Conexión para fluido de fuga (T1 y T2): Para la manguera de fuga (retorno) se conecta a una de las tomas T1 y T2 y se escoge la que este en la parte superior. Este tipo de montaje es el más usual.

Mangueras hidráulicas

El tamaño de los componentes (mangueras y terminales) debe ser adecuado para mantener al mínimo las caídas de presión y evitar daños debido a la generación de calor o a una velocidad excesiva del fluido. Para conocer el tamaño requerido para la manguera puede servir de ayuda el nomograma de capacidad de mangueras del Anexo 7. Para un caudal de 120 L/min y una velocidad máxima para la línea de presión de 6 m/s el diámetro resultante es 16 mm como se ve en la Figura 18.

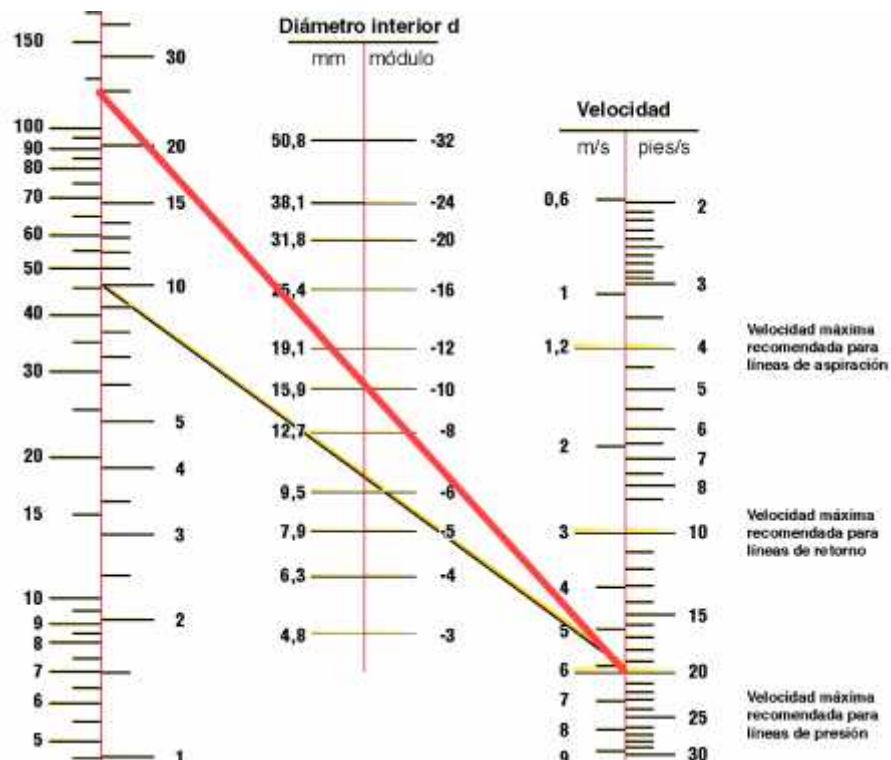


Figura 18. Selección de manguera para la línea de presión.

Fuente: Parker (2008)

Para la manguera de succión se realiza el mismo procedimiento, en este caso se toma como caudal máximo la diferencia entre caudal ideal máximo ($Q = 120 L/m$) de la bomba y el caudal real de la bomba con una eficiencia del 90% ($Q = 107.1 L/m$). El caudal de fuga de la bomba es entonces $Q = 12.9 L/m$ y el diámetro adecuado para la manguera es 11.1 mm tal y como se ve en la Figura 19.

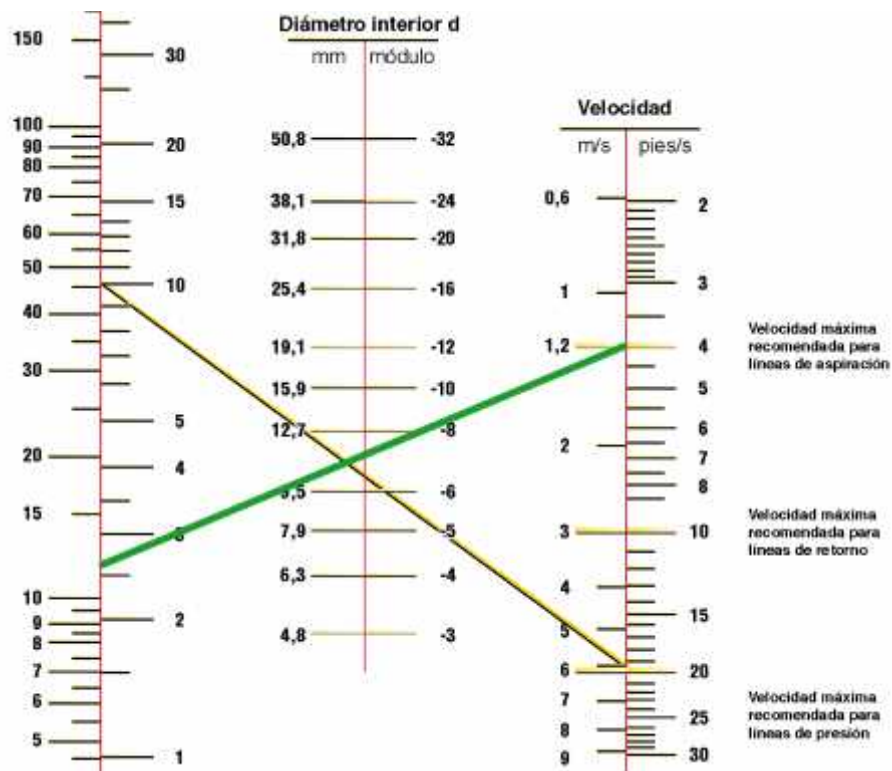


Figura 19. Selección de manguera para la línea de succión.

Fuente: Parker (2008)

Para determinar el diámetro de la manguera para la línea de fuga se realiza el mismo procedimiento. Al igual que en la succión se toma como caudal $Q = 12.9 L/m$ pues las pérdidas de fuga son repuestas por la bomba auxiliar desde la conexión de succión por lo cual el caudal debe ser el mismo. El diámetro adecuado para la manguera de la línea de fuga es 7.5 mm tal y como se ve en la Figura 20.

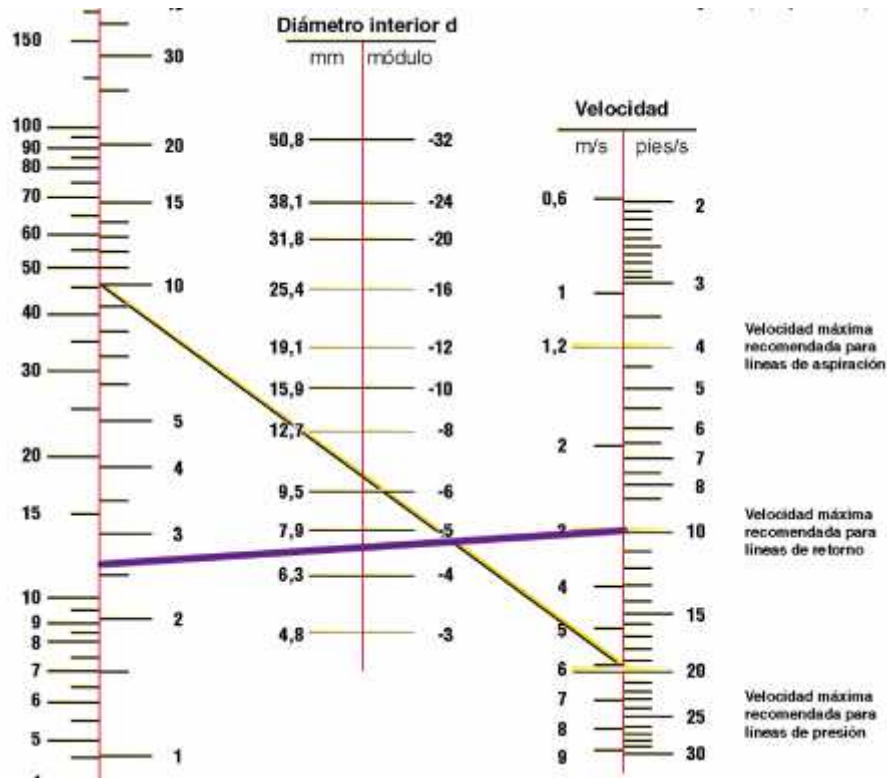


Figura 20. Selección de manguera para la línea de fuga (retorno).

Fuente: Parker (2008)

4.4.6. Cálculos de pérdidas de presión

Del catálogo de la bomba se puede obtener el diámetro de la manguera hidráulica ya que la velocidad en la línea de presión, succión y el tipo de conexión esta estandarizado, pero es preferible corroborar el diámetro analíticamente y determinar las pérdidas de energía a lo largo de la tubería, para eso se realiza el siguiente cálculo:

Cálculo del número de Reynolds para determinar el tipo de flujo

En la determinación del tipo de flujo en el interior de la tubería, se tomará en cuenta el valor que adquiera el número de Reynolds. Será laminar cuando el número de Reynolds del fluido es < 2300 . Será de régimen turbulento cuando el número de Reynolds es > 4000 . Las fórmulas para calcular el número de Reynolds son:

$$A = \frac{Q}{V}$$

$$\phi = \sqrt{\frac{4(A)}{\pi}}$$

$$R = \frac{V * \phi}{\mu}$$

Donde ϕ es diámetro interior de la tubería, Q es el caudal del fluido, A es el área de la sección transversal interna de la tubería, V es la velocidad del fluido, μ es la viscosidad cinemática del aceite.

Viscosidad cinemática del aceite ISO 68 = 8.8 cst (Anexo 6)

$$\mu = 8.8 * 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

Para el circuito de presión A y B

Sabiendo que la velocidad recomendada para las líneas de presión es 6 m/s el número de Reynolds es:

$$V_A = 6 \text{ m/s}$$

$$\phi_A = \sqrt{\frac{4 * (120 \text{ L/m}^3) (1 \text{ m}^3 / 60 \text{ s}) (1 \text{ m}^3 / 1000 \text{ L})}{\pi (6 \text{ m/s})}} = 0.0206 \text{ m}$$

$$R_A = \frac{\left(6 \frac{m}{s}\right) (0.0206 \text{ m})}{8.8 * 10^{-6} \frac{m^2}{s}} = 14046$$

Para el circuito de succión

La velocidad de succión debe de estar entre 0.6 a 1.2 m/s (Castillo. 2016).

$$V_S = 1.2 \text{ m/s}$$

$$\phi_S = \sqrt{\frac{4 * (12.9 \text{ L/m}^3) (1 \text{ m}^3 / 60 \text{ s}) (1 \text{ m}^3 / 1000 \text{ L})}{\pi (1.2 \text{ m/s})}} = 0.0151 \text{ m}$$

$$R_S = \frac{\left(1.2 \frac{m}{s}\right) (0.0151 \text{ m})}{8.8 * 10^{-6} \frac{m^2}{s}} = 2059.1$$

Para el circuito de fuga (retorno)

La velocidad de fuga máxima es 3 m/s.

$$V_T = 3 \text{ m/s}$$

$$\phi_T = \sqrt{\frac{4 * (12.9 \text{ L/m}^3)(1 \text{ m}^3 / 60 \text{ s})(1 \text{ m}^3 / 1000 \text{ L})}{\pi(3 \text{ m/s})}} = 0.00955 \text{ m}$$

$$R_T = \frac{\left(3 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)(0.00955 \text{ m})}{8.8 * 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 3255.7$$

Como el valor del número de Reynolds está en la zona crítica se recalcula el diámetro para una velocidad de 1.5 m/s

$$V_T = 1.49 \text{ m/s}$$

$$\phi_T = \sqrt{\frac{4 * (12.9 \text{ L/m}^3)(1 \text{ m}^3 / 60 \text{ s})(1 \text{ m}^3 / 1000 \text{ L})}{\pi(1.49 \text{ m/s})}} = 0.013554 \text{ m}$$

$$R_T = \frac{\left(1.49 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)(0.013554 \text{ m})}{8.8 * 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 2294.9$$

Cálculo de la pérdida de carga por las tuberías y accesorios

Coefficiente de fricción para un flujo turbulento es:

$$f = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{e}{3.7 * D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}}\right)\right]^2}$$

Coefficiente de fricción para un flujo laminar es:

$$f = \frac{64}{R}$$

Se usará la ecuación de Darcy para calcular la pérdida de energía en la tubería:

$$h_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

Para el circuito de presión A y B

Como el flujo es mayor a 2300 se emplea:

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{0.000046}{3.7 * 0.0206} + \frac{5.74}{14046^{0.9}} \right) \right]^2} = 0.0324$$

La longitud de la tubería es $L = 5 \text{ m}$, V es la velocidad promedio en la sección transversal del tubo ($v = 6 \text{ m/s}$), g es la aceleración de la gravedad ($g = 9.81 \text{ m/s}^2$), \emptyset es el diámetro interno de la tubería ($\emptyset = 0.0206 \text{ m}$).

$$h_{L-A} = (0.0324) \times \frac{5 \text{ m}}{0.0206 \text{ m}} \times \frac{\left(6 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} = 14.429 \text{ m}$$

Sabiendo que la densidad del aceite es 875 kg/m^3 (Anexo 6), la potencia perdida en la tubería del circuito de presión A y B es, por lo tanto:

$$P_A = h_{L-A} \gamma$$

$$P_A = (14.429 \text{ m}) \left(875 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \left(\frac{120 \text{ m}^3}{60000 \text{ s}} \right) = 247.7 \text{ W}$$

Para el circuito de succión

Coefficiente de fricción para flujo laminar en la succión es:

$$f = \frac{64}{2059.1} = 0.0311$$

La longitud de la tubería es $L = 2.5 \text{ m}$, V es la velocidad promedio en la sección transversal del tubo ($v = 1.2 \text{ m/s}$), g es la aceleración de la gravedad ($g = 9.81 \text{ m/s}^2$), \emptyset es el diámetro interno de la tubería ($\emptyset = 0.0151 \text{ m}$).

$$h_{L-S} = (0.0311) \times \frac{2.5 \text{ m}}{0.0151 \text{ m}} \times \frac{\left(1.2 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} = 0.378 \text{ m}$$

La potencia perdida en la tubería de succión es, por lo tanto:

$$P_S = h_{L-S} \gamma$$

$$P_S = (0.378 \text{ m}) \left(875 \frac{\text{k}}{\text{m}^3} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \left(\frac{12.9 \text{ m}^3}{60000 \text{ s}} \right) = 0.697 \text{ W}$$

Para el circuito de fuga (retorno)

Para flujo laminar en el circuito de fuga se tiene:

$$f = \frac{64}{2294.9} = 0.0279$$

La longitud de la tubería es $L = 3 \text{ m}$, V es la velocidad promedio en la sección transversal del tubo ($v = 1.49 \text{ m/s}$), g es la aceleración de la gravedad ($g = 9.81 \text{ m/s}^2$), \emptyset es el diámetro interno de la tubería ($\emptyset = 0.013554 \text{ m}$).

$$h_{L-T} = (0.0279) \times \frac{3 \text{ m}}{0.013554 \text{ m}} \times \frac{\left(1.49 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2}{2 \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)} = 0.699 \text{ m}$$

La potencia perdida en la tubería de succión es, por lo tanto:

$$P_T = h_{L-T} \gamma$$

$$P_S = (0.699 \text{ m}) \left(875 \frac{\text{k}}{\text{m}^3} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \left(\frac{12.9 \text{ m}^3}{60000 \text{ s}} \right) = 1.29 \text{ W}$$

De los tres circuitos se observa que la tubería de succión es la que menor energía pierde con 0.697 W, seguido por la tubería de retorno 1.29 W y finalmente donde se pierde mayor cantidad de energía es en el circuito de presión con un valor de 247.7 W. La suma de la potencia perdida en las tuberías y mangueras es aproximadamente 0.316 % de la potencia ideal de la bomba lo cual viene a ser un valor muy bajo y no impacta de manera severa las mediciones del banco.

4.4.7. Selección de materiales

De la lista de exigencias de la Tabla 2 se sabe que es necesario emplear materiales disponibles en el mercado local, esto es para evitar costos e inconvenientes en el transporte. También se sabe de la Tabla 3 que estos materiales deben contar con buenas características de resistencia y durabilidad. A pesar que en la Tabla 3 se menciona al fierro acerado como posible material a emplear, esto es desde la perspectiva del cliente (Lista de exigencias), pero por la naturaleza del trabajo donde los componentes oleo hidráulicos son fabricados con holguras bastante estrechas las partículas de suciedad son un gran problema, por lo cual se emplearán materiales inoxidables para las piezas que estén en contacto con las bombas (Soporte de bombas) evitando así la generación de partículas de óxido. Para la parte estructural se empleará el acero comercial ASTM A36 el cual posee una buena relación de resistencia y precio.

4.4.8. Diseño Preliminar

Después de realizar los cálculos hidráulicos se realiza el diseño preliminar del banco de pruebas el cual se muestra en la Figura 21.

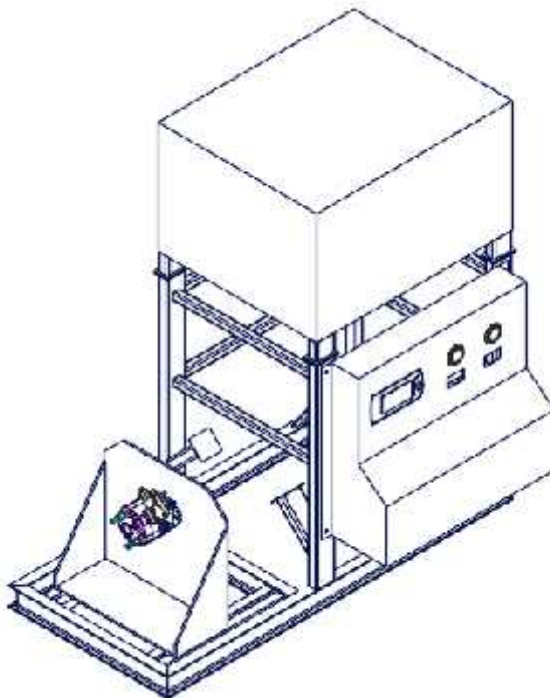


Figura 21. Ensamblaje preliminar del banco de pruebas para bombas oleo hidráulicas

Fuente: Elaboración propia

Como se puede apreciar en la Figura 21 en la parte superior se encuentra el tanque de aceite, al lado derecho se encuentra el panel de control, en la parte delantera se encuentra el soporte para la bomba oleo hidráulica. Todos estos componentes se encuentran montados sobre la estructura de soporte del banco.

4.4.9. Cálculo estructural

En el diseño del banco existe dos componentes que soportan las mayores cargas durante las pruebas a las bombas. La primera es el soporte de la bomba (Figura 22) y la segunda es la estructura de soporte del tanque y el motor (Figura 23).

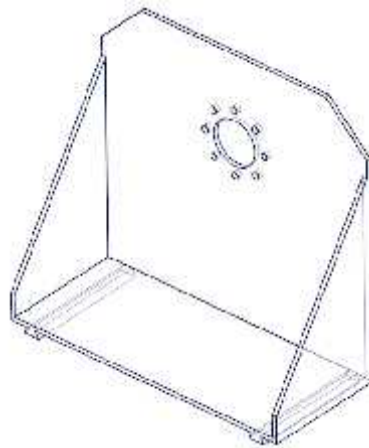


Figura 22. Soporte para las bombas

Fuente: Elaboración propia

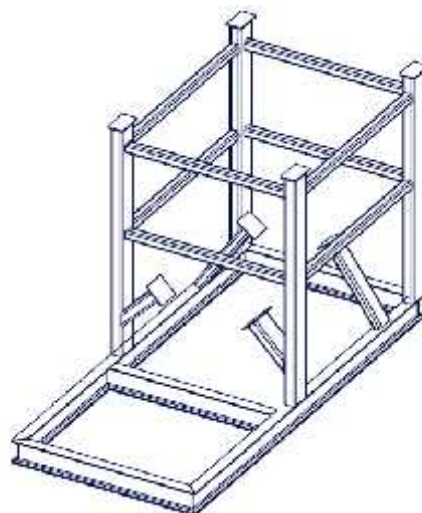


Figura 23. Estructura de soporte para el motor.

Fuente: Elaboración propia

Peso de los componentes

De las características técnicas de la bomba se tiene que esta posee una masa de 29 Kg. De igual manera de catálogo se sabe que el motor tiene una masa total de 850 kg.

El cálculo del peso para la bomba y el motor es:

$$W_{bi} = 29 \text{ k} * 9.81 \frac{m}{s^2} = 284.49 \text{ N}$$

Para conocer el peso del tanque se debe sumar el peso del aceite más el peso de la parte estructural que almacena el aceite. Como en este caso la masa de la estructura del tanque es insignificante comparado con la masa del aceite, no se la tomará en cuenta para el cálculo. El peso del aceite se puede calcular con el valor de su volumen máximo dentro del tanque y la densidad que se obtiene del catálogo del aceite (0.875 kg/L). Aplicando los datos se obtiene:

$$W_{ti} = \left(0.875 \frac{k}{L} * 461.4 \text{ L} \right) 9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right] = 3960.54 \text{ N}$$

Éste peso es considerable y el área sobre la que actúa son los cuatro puntos de apoyo del tanque sobre la estructura soporte.

Simulación estructural por elementos finito (FEM) para el soporte de la bomba.

Para la simulación se tomó el diseño preliminar del soporte para las bombas. El soporte tiene 8 agujeros para pernos de 16 mm y un orificio central de 101.6 mm para que encaje la bomba. Para ajustar la distancia entre el soporte y el motor de accionamiento se emplea dos rieles con cola de milano que a su vez sirve como soporte para simulación. En el caso de la bomba, esta fue sustituido con una carga remota ubicado a 350 mm del orificio central. La carga remota de 284.49 N es aplicado a una distancia del centro del agujero por lo cual también se consideran los momentos flectores durante el análisis.

En la Figura 24 se encuentra la vista isométrica y lateral del soporte de la bomba y se puede ver con una flecha que el peso de la bomba se encuentra a cierta distancia desde la cara interior del soporte.

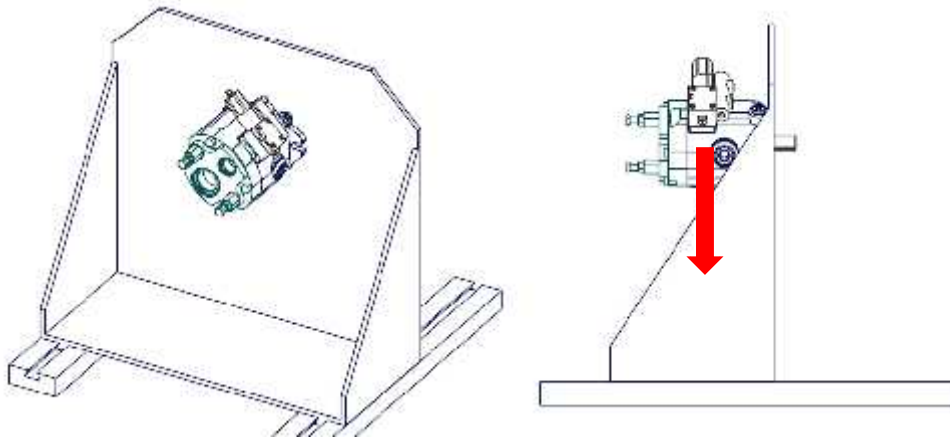


Figura 24. Estructura de soporte para la bomba.

Fuente: Elaboración propia

En la Figura 25 se encuentran los resultados para los esfuerzos de Von Mises, mientras que en la Figura 26 se encuentra los resultados para el factor de seguridad (FS). El mínimo FS en la simulación es 9.4 lo cual es bastante alto debido a que se está utilizando plancha de 4 mm de espesor.

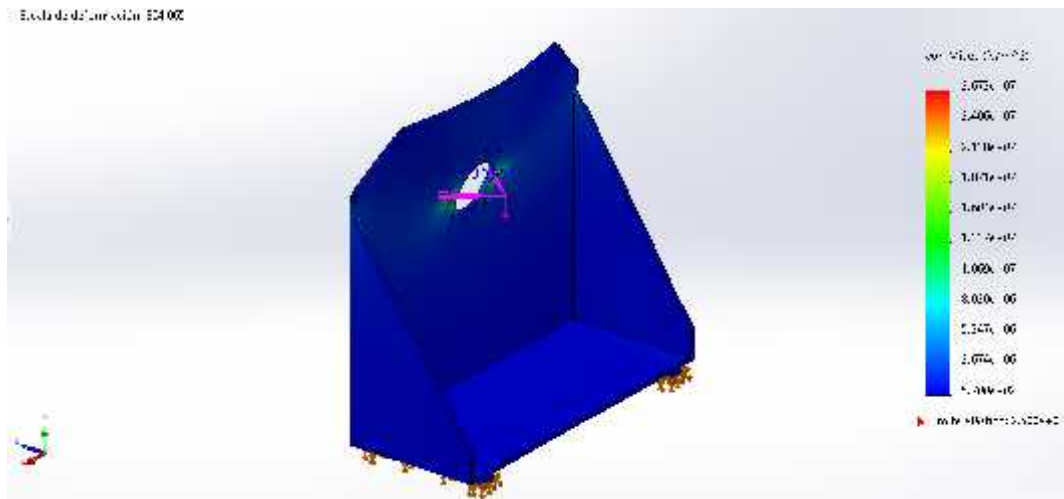


Figura 25. Esfuerzos de Von Mises del soporte para la bomba.

Fuente: Elaboración propia

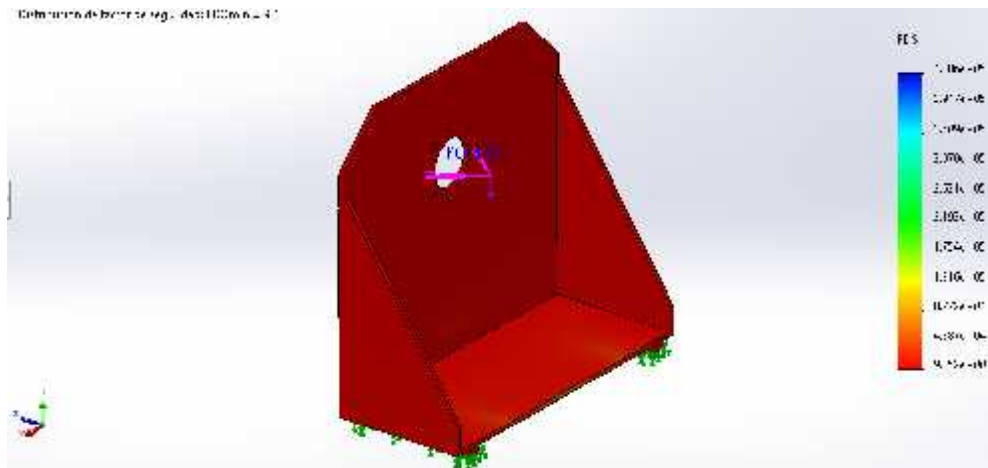


Figura 26. Factor de seguridad del soporte para la bomba.

Fuente: Elaboración propia

Para la simulación de la estructura se sumó el peso del aceite que fue aplicado sobre los 4 apoyos que se encuentran en la parte superior de la estructura. En la parte inferior se encuentran los apoyos del motor, sobre estos apoyos se aplica mediante una carga remota el peso del motor. El resultado de los esfuerzos y el factor de seguridad se muestran en las figuras siguientes. Para el factor mínimo de la estructura se observa que este valor es 5.7, siendo un valor alto para la estructura.

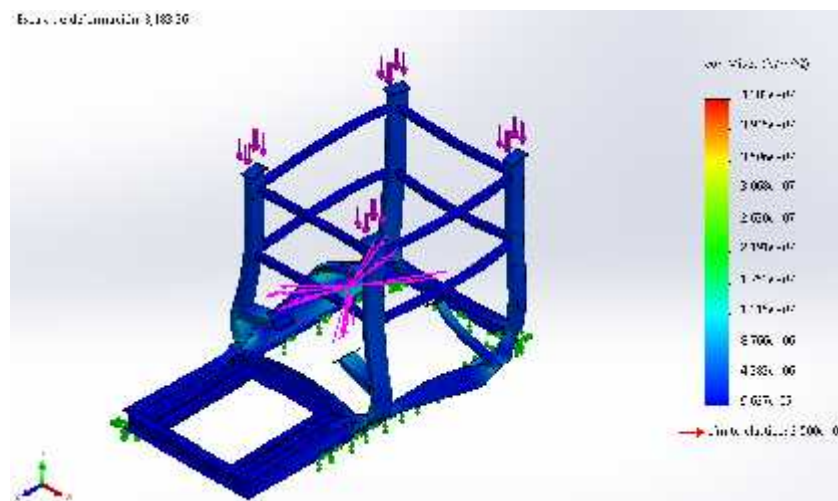


Figura 27. Esfuerzo de Von Mises para la estructura de soporte para el motor.

Fuente: Elaboración propia

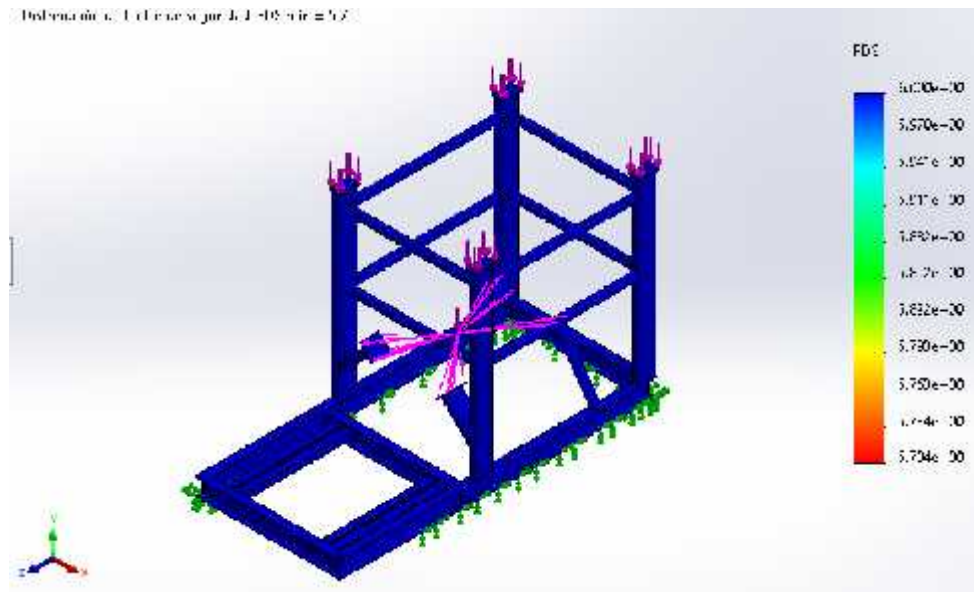


Figura 28. Factor de seguridad estructura soporte del motor.

Fuente: Elaboración propia

4.4.10. Selección de componentes del sistema hidráulico

La bomba seleccionada es para uso en una transmisión hidrostática lo cual consiste en un circuito cerrado donde la bomba se conecta a un motor hidráulico a través de mangueras hidráulicas de alta presión. La bomba cuenta con un sistema de regulación integrado mientras que la carga del motor será reemplazada por la electroválvula reguladora de caudal como se aprecia en la Figura 19. El listado de componentes del circuito hidráulico para el banco de pruebas se encuentra en la Tabla 11. En las líneas siguientes se realizan los cálculos propicios para la selección de cada uno de estos componentes.

Tabla 11. Lista de componentes del sistema hidráulico

| ITEM | DESCRIPCION | CANTIDAD |
|------|--------------------------------------|----------|
| 1 | TANQUE HIDRAULICO | 1 |
| 2 | VALVULA REGULADORA DE PRESION | 2 |
| 3 | VALVULA DE LANZADERA (SHUTTLE) | 1 |
| 4 | ELECTROVALVULA PROPORCIONAL DE FLUJO | 1 |
| 5 | ELECTROVALVULA PROPORCIONAL 4/3 | 1 |
| 6 | UNIDAD HIDRAULICA | 1 |
| 7 | FILTRO DE ACEITE | 1 |
| 8 | MANGUERA HIDRAULICA | 4 |
| 9 | MANOMETRO | 4 |
| 10 | SENSOR DE PRESION | 2 |
| 11 | SENSOR DE CAUDAL | 2 |

Fuente: Elaboración propia.

Dimensionamiento del tanque hidráulico

Se consideró un tanque de las siguientes medidas: $L = 1.042 \text{ m}$, $H = 0.592 \text{ m}$, $A = 0.842 \text{ m}$ la cual será llenado al 80% de volumen total. Con esto el volumen de aceite disponible es:

$$V_a = (1.042 \text{ m})(0.592 \text{ m})(0.842 \text{ m}) * 0.8 = 0.4614 \text{ m}^3$$

$$V_a = 461.4 \text{ L}$$

El tanque para su correcto funcionamiento debe contar los siguientes accesorios:

-) Visor de nivel: nos permite tener una referencia de la cantidad de aceite en el tanque, generalmente viene con un termómetro para ver la temperatura del aceite.
-) Tapa con respirador: nos permite depositar el aceite y, al cierre, el respirador impide tener presiones negativas dentro del tanque y evita el ingreso de contaminantes del exterior.

- J Acceso: sirve para dar limpieza y mantenimiento dentro del tanque.
- J Agujeros de división: el tanque está dividido internamente entre el lado de salida y retorno, de forma que permite que el aceite, a elevada temperatura, tenga tiempo de enfriarse antes de regresar al sistema.
- J Drenaje: se tiene una abertura de salida del aceite.

Válvula limitadora de presión

En el sistema hidráulico se tienen dos válvulas limitadoras de presión. La primera es la que alivia la presión en las conexiones A y B y estará seteada a una presión menor que la presión máxima de la bomba y la segunda es la que limitará la presión de la unidad hidráulica a 25 bar para las conexiones X1 y X2. Ambas serán de resorte regulable, es decir que la fuerza en el resorte, y por ende la presión de regulación, podrá ser variada manualmente.

Para el caso de la primera válvula, como se están trabajando con altas presiones y caudales del catálogo de productos de Bosch Rexroth (Figura 29) se selecciona la válvula VSPN-10A pues cumple con las especificaciones de presión y caudal. La presión de regulación máxima de esta válvula es de 420 bar lo cual está por debajo de la presión límite de la bomba mientras que el caudal máximo es de 120 L/min es mayor al caudal máximo de la bomba. La ficha técnica de la válvula seleccionada se encuentra en el Anexo 8.


| Relief pilot operated spool type | | | | | | |
|---|----------|------------|----------------------------|---------------------------|-----------|-----------------|
| Symbol | Type | Code | Max. Pressure bar (psi) | Max. Flow l/min. (gpm) | Cavity | Data Sheet Page |
|  | VSPN-10A | 041208x35Z | 420 (6020) | 3-120 (11-32) | CA-10A-2N | 15318-06 67 |
| | VSPN-12A | 041210x37Z | 420 (6020) | 5-200 (13-53) | CA-12A-2N | 15318-09 69 |
| | VSPN-16A | 041211x27Z | 420 (6020) | 8-300 (2-75) | CA-16A-2N | 15318-10 71 |

Figura 29. Válvulas limitadoras de presión pilotada

Fuente: Bosch Rexroth AG (2016)

La selección de la válvula limitadora de presión de la unidad hidráulica de baja presión y bajo caudal se toma para el menor caudal que se observa en la Figura 30. Este caudal de 1.5 L/min es suficiente para el sistema de pilotaje de las líneas X1 y X2. Por otra parte, a pesar que la presión límite de esta válvula es de 460 bar la regulación se puede realizar desde los 25 hasta los 100 bar. La ficha técnica con los detalles de esta válvula están en el Anexo 9.

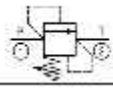
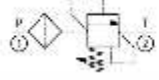
| Relief direct acting poppet type | | | | | | | |
|---|----------|------------|----------------------------|---------------------------|-------------|------------|------|
| Symbol | Type | Code | Max. Pressure bar (psi) | Max. Flow l/min. (gpm) | Cavity | Data Sheet | Page |
|  | VSAN-06A | 041148X56Z | up to 400 (6000) | 3 (0.8) | CA-06A-2N | 18318-01 | 41 |
| | VS-5-CN | 041158X99Z | 460 (6600) | 1.5 (0.4) | Special 348 | 18318-19 | 37 |
|  | | | | | | | |
| | VS-5-CF | 041157X99Z | 460 (6600) | 1.5 (0.4) | Special 348 | 18318-20 | 39 |

Figura 30. Válvulas limitadoras de presión pilotada

Fuente: Bosch Rexroth AG (2016)

Válvula lanzadera

La estructura básica de una válvula de lanzadera es como un tubo con tres aberturas; uno en cada extremo y uno en el medio. Una bola u otro elemento de válvula de bloqueo se mueve libremente dentro del tubo. Cuando se ejerce presión de un fluido a través de una abertura en un extremo, empuja la bola hacia el extremo opuesto. Esto evita que el fluido viaje a través de esa abertura, pero permite que fluya a través de la abertura del medio. En el esquema de la Figura 11 esta válvula se emplea en conjunto con la válvula limitadora de presión para aliviar la presión de cualquiera de las conexiones (A o B) cuando estas sobrepasen la presión máxima permitida que para este caso será 420 bar y que está por debajo de la presión máxima de la bomba (450 bar). Esto sirve para asegurar que el sistema nunca llegue a la presión máxima en la cual la bomba puede fallar. De la Figura 31 se selecciona la válvula que cumpla con la presión de trabajo de 420 bar es la MHSU y su ficha técnica se encuentra en el Anexo 10.


| Directional poppet type shuttle | | | | | | | |
|---|----------|--------------|----------------------------|---------------------------|-------------------|------------|------|
| Symbol | Type | Code | Max. Pressure bar (psi) | Max. Flow l/min. (gpm) | Cavity | Data Sheet | Page |
|  | SELB-08A | 049405000000 | 350 (5000) | up to 10 (3) | CA-08A-3N | 18319-60 | 183 |
| | SELB-10A | 049405006500 | 220 (3200) | up to 30 (8) | CA-10A-3N | 18319-70 | 187 |
| | SELD-04A | 049407000400 | 350 (5000) | up to 4 (1) | Special CA-04A-3Y | 18319-62 | 181 |
| | SELD-08A | 049406056600 | 350 (5000) | up to 10 (3) | CA-08A-2N | 18319-81 | 187 |
| | MHSU | | 420 (6000) | up to 10 (3) | Special metric | 18205 | 1035 |

Figura 31. Válvulas lanzadera.

Fuente: Bosch Rexroth AG (2016)

Válvula reguladora de flujo

Es un dispositivo y consiste en un orificio que detecta el caudal como una caída de presión a través del orificio; un pistón de compensación se ajusta a las variaciones en las presiones de entrada y salida. Esta capacidad de compensación proporciona un control más cercano del caudal en condiciones de presión variables. En el esquema de la Figura 11 la válvula reguladora de flujo permite mantener el caudal de salida en función del ajuste proporcional del solenoide. El caudal que atraviesa esta válvula debe ser igual o mayor al caudal máximo de la bomba. En la Figura 32 la válvula que cumple con el requerimiento de caudal es la KSVS.3 con un caudal máximo de 250 L/min, a pesar de ello la presión máxima para la válvula es 350 bar mientras que la diferencia de presión permitida es 250 bar (ver Anexo 11). Por tal razón las pruebas en las que intervengan la medición de flujo serán limitadas a 250 bar.

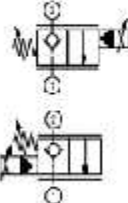
| Electro-proportional poppet type flow regulator not compensated | | | | | | | | |
|---|----------|--------------|----------------------------|---------------------------|-----------|-----------|------------|----------|
| Symbol | Type | Code | Max. Pressure bar (psi) | Max. Flow l/min. (gpm) | Cavity | Coil | Data Sheet | Page |
|  | VEPN-12A | CD9506897200 | 110 (3000) | up to 80 (16) | CA-12A-2N | R7 | 18323-65 | 903 |
| | KSVS.0 | KSVSR0AAVFYY | 350 (5000) | 40 (11) | CA-08A-2N | GP37 | 18323-72 | B15 |
| | KSVS.1 | KSVSR1AAVFYY | 350 (5000) | 86 (23) | CA-10A-2N | GP37 | 18323-73 | B19 |
| | KSVS.2 | KSVSR2AAVFYY | 350 (5000) | 145 (39) | CA-12A-2N | GP37 | 18323-74 | D23 |
| | KSVS.3 | KSVSR3AAVFYY | | | 250 (66) | CA-10A-2N | GP37 | 18323-75 |

Figura 32. Válvulas reguladoras de flujo electro-proporcional.

Fuente: Bosch Rexroth AG (2016)

Válvula direccional proporcional

Las válvulas direccionales son dispositivos que se encargan de direccionar el fluido de trabajo según los requerimientos del sistema. Para seleccionar una válvula direccional las dos características principales son el número de puertos de fluido y el número de estados o posiciones direccionales que la válvula puede lograr. Los puertos de la válvula proporcionan un paso para que el fluido hidráulico fluya hacia o desde otros componentes. El número de posiciones se refiere al número de trayectorias de flujo distintas que puede proporcionar una válvula. Una válvula de carrete de 4 puertos y 3 posiciones, un puerto recibe fluido presurizado de la bomba y el otro dirige el fluido de regreso al depósito. Los otros dos puertos se conocen generalmente como puertos de trabajo y dirigen el fluido hacia o desde el actuador. La válvula de control direccional será empleada para enviar una señal de pilotaje hidráulico al cilindro de la bomba que controla el ángulo de basculamiento. Esta válvula proporcional se empleará para el sistema de pilotaje en las conexiones X1 y X2. Según las especificaciones de la bomba (Anexo 4) la presión máxima que debe existir en estas conexiones es 40 bar, por otra parte, el caudal es despreciable por ser una señal de pilotaje por lo cual se seleccionará la válvula de menor capacidad. Como se puede ver en la Figura 33 la única válvula direccional que cumple con los requerimientos de presión y caudal es la VEPS-10A-43. Las especificaciones de esta válvula se la pueden encontrar en el Anexo 12.

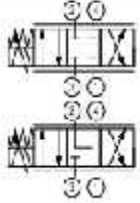
| Electro-proportional Direct acting 4-way 3-position | | | | | | | | |
|---|-------------|-------------|----------------------------|---------------------------|-----------|------|------------|------|
| Symbol | Type | Code | Max. Pressure bar (psi) | Max. Flow l/min. (gpm) | Cavity | Coil | Data Sheet | Page |
|  | VEPS-10A-43 | 0114078P200 | 350 (5000) | 25 (7) | CA-10A-4N | 6P37 | 15374-66 | 93 |
| | | | | | | | | |
| | | | | | | | | |
| | | | | | | | | |
| | | | | | | | | |

Figura 33. Válvulas direccional electro-proporcional 4/3.

Fuente: Bosch Rexroth AG (2016)

Unidad hidráulica

Siguiendo la lista de componentes de la Tabla 11 se realizó la selección de la unidad hidráulica para el sistema de pilotaje que se entrega a las conexiones X1 y X2. Estas conexiones se emplean cuando se quieren controlar el basculamiento directamente desde la señal pilotada o cuando la bomba carece de alguno de los sistemas de mando que se muestran en el Anexo 3. La unidad hidráulica debe ser de bajo caudal con una presión regulada máxima de 40 bar según lo que se muestra en la ficha técnica de la bomba. Del catálogo de Parker se obtuvo una unidad hidráulica ½ HP y caudal de 0.9 GPM y presión de trabajo máxima de 207 bar. En el Anexo 13 se encuentran todas las características de la unidad hidráulica.



Figura 34. Unidad Hidráulica Parker D-PAK de desplazamiento fijo.

Fuente: PARKER HANNIFIN CORP (2020)

Filtro de aceite

El filtro se encarga de retener todas las impurezas y partículas extrañas que puedan desgastar las piezas, que se encuentran flotando en el lubricante (como pequeños residuos de metal producto del rozamiento de los componentes internos). Si el filtro está en mal estado, estos elementos están circulando por el sistema hidráulico provocando que los componentes reduzcan sus prestaciones y afecten su vida útil. Del listado de filtros preferidos de la marca Rexroth (Anexo 14) se selecciona el que esté por encima del caudal máximo de la bomba.

| Filter rating 3 µm, 6 µm, 10 µm and 20 µm | | | | | |
|---|--|------------|--------------|------------|--------------|
| Filter type | Flow in l/min (gpm) with $v = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$ (1.42 SFS) and $\Delta p = 0.5 \text{ bar}$ (7.25 bar) ¹⁾ | Connection | Material no. | Connection | Material no. |
| 1CTEN0040-ISO1 A00-P2.2-M... | 25 [6.7] | R3 | R928041292 | M4 | R928041293 |
| 1CTEN0063-ISO1 A00-P2.2-M... | 35 [9.2] | R6 | R928041294 | M8 | R928041295 |
| 1CTEN0100-ISO1 A00-P2.2-M... | 62 [16.7] | R9 | R928041296 | M9 | R928041297 |
| 1CTEN0160-ISO1 A00-P2.2-M... | 105 [27.7] | R15 | R928041298 | S5 | R928041299 |
| 1CTEN0250-ISO1 A00-P2.2-M... | 165 [42.3] | R26 | R928041300 | S8 | R928041301 |
| 1CTEN0400-ISO1 A00-P2.2-M... | 290 [75.6] | S8 | R928041302 | S9 | R928041303 |
| 1CTEN0630-ISO1 A00-P2.2-M... | 410 [106.3] | S9 | R928041304 | S8 | R928041305 |
| 1CTEN1000-ISO1 A00-P2.2-M... | 560 [147.9] | S10 | R928041306 | S10 | R928041307 |
| 1CTE2000-ISO1 A00-P2.2-M... | 900 [232.7] | S12 | R928041308 | S10 | R928041309 |
| 1CTE5000-ISO1 A00-P2.2-M... | 1100 [286.6] | S12 | R928041310 | S10 | R928041311 |

Figura 35. Tipos de filtros preferidos

Fuente: Bosch Rexroth AG (2016)

Sensor de velocidad

Se empleará un sensor de velocidad sin contactos de efecto Hall, este tipo de sensor detecta la señal de velocidad de rotación de ruedas dentadas ferromagnéticas o paneles ranurados. En la Figura 36 se muestra una imagen del sensor de velocidad DSM1-10 que se ha seleccionado y en el Anexo 15 se encuentra más detalles de las características técnicas del sensor. La señal de salida del DSM1-10 consta de pulsos de onda cuadrada de amplitud constante. La longitud de los pulsos individuales proporciona información sobre el sentido de rotación y cualquier error que pueda haber en la posición de instalación.



Figura 36. Sensor de velocidad DSM1-10

Fuente: Bosch Rexroth AG (2016)

Sensor de Presión

Los sensores de presión son ampliamente utilizados para la medición de la presión interna de un fluido (líquido o gas). En general, los sensores de presión funcionan como un transductor; es decir, generan una señal en función de la presión a la que se someten. Para los propósitos de este artículo, esa señal es eléctrica. En la Figura 37 se muestra los rangos de medición de los sensores de presión PR4 de la Serie 10, para esta aplicación se empleará el modelo 420 BOS el cual cuenta con un rango de medición de 420 bar lo cual está en concordancia con la presión máxima de operación de la bomba. Este sensor entrega con salida una señal de voltaje de 0.5 a 4.5 V dependiendo del nivel de presión. Esta señal de voltaje se empleará para graficar la curva característica de la bomba. El detalle de los parámetros eléctricos del sensor de presión se encuentra en el Anexo 16.

| Type PR4 | 280 GB05 | 420 GB05 | 600 MB05 |
|----------------------------------|-----------------------------|--------------|--------------|
| Measurement range | 0 to 280 bar | 0 to 420 bar | 0 to 600 bar |
| Overload limit ²⁴⁾ | 400 bar | 560 bar | 800 bar |
| Bursting pressure ²⁴⁾ | 2500 bar | 3750 bar | 5250 bar |
| Output signal | 0.5 V to 4.5 V, ratiometric | | |
| Supply voltage U _{op} | 5 V ± 0.25 V | | |
| Maximum supply voltage | 18 V (maximum 1 h) | | |
| Connector | Bosch Compact 1, 1a | | |

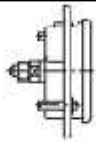
Figura 37. Sensores de presión PR4 serie 10

Fuente: Bosch Rexroth AG (2016)

Manómetro

Como accesorio adicional se consideró emplear manómetros para mostrar la presión en ambas líneas. Estos manómetros se encontrarán en el panel de control y su única función es permitir al operario visualizar rápidamente la presión en cada línea; en contraste la creación de la curva característica dependerá del sensor de presión. La selección del manómetro depende del rango de medición de presión y forma de montaje. El tipo de manómetro para montaje en el bajo será del tipo de conexión central en la parte posterior con abrazadera de montaje y con doble rango de presión (bar/psi).

En la Figura 38 se encuentra un listado de manómetros con diferentes rangos de medición, el manómetro que cumple con las características mencionadas en el párrafo anterior es el ABZMM63-600 con un rango máximo de 600 bar. Las características técnicas con más detalle se encuentran en el Anexo 17.



| Indicating range in bar | Indicating range in bar/MPa | | | Indicating range in bar/psi | |
|-------------------------|-----------------------------|-----------------|-----|-----------------------------|-----------------|
| | Type | Material number | (1) | Type | Material number |
| 10 | ABZMM63 10 BAR/MPa R/B-G | R900029132 | | ABZMM63 10 BAR/PSI R/B-G | R900027254 |
| 16 | ABZMM63-16 BAR/MPa-R/B-G | R900072025 | | ABZMM63-16 BAR/PSI-R/B-G | R900027255 |
| 25 | ABZMM63 25 BAR/MPa R/B-G | R900033066 | Δ | ABZMM63 25 BAR/PSI R/B-G | R900027256 |
| 40 | ABZMM63-40 BAR/MPa-R/B-G | R900072028 | Δ | ABZMM63-40 BAR/PSI-R/B-G | R900027257 |
| 60 | ABZMM63 60 BAR/MPa R/B-G | R900072024 | Δ | ABZMM63 60 BAR/PSI R/B-G | R900027258 |
| 100 | ABZMM63-100 BAR/MPa-R/B-G | R900022458 | Δ | ABZMM63-100 BAR/PSI-R/B-G | R900027259 |
| 160 | ABZMM63 160 BAR/MPa R/B-G | R900022457 | Δ | ABZMM63 160 BAR/PSI R/B-G | R900027260 |
| 250 | ABZMM63-250 BAR/MPa-R/B-G | R900072028 | Δ | ABZMM63-250 BAR/PSI-R/B-G | R900027261 |
| 400 | ABZMM63 400 BAR/MPa R/B-G | R900022460 | Δ | ABZMM63 400 BAR/PSI R/B-G | R900027262 |
| 600 | ABZMM63-600 BAR/MPa-R/B-G | R900072027 | | ABZMM63-600 BAR/PSI-R/B-G | R900057183 |
| 1000 | ABZMM63 1000 BAR/MPa R/B-G | R900072029 | | ABZMM63 1000 BAR/PSI R/B-G | R900072022 |

¹⁾ Standard types

Figura 38. Manómetros preferidos para aplicaciones industriales

Fuente: Bosch Rexroth AG (2016)

Display

Para visualizar las curvas entregadas por los sensores de presión y caudal se empleará la pantalla BODAS DI4-mid de Bosch Rexroth. Esta pantalla de 7" y alta resolución es programable libremente y posee un potente procesador de 32 bits. Dependiendo de la programación, la pantalla permite visualizar, por ejemplo, variables de proceso, elementos gráficos estáticos y dinámicos y el funcionamiento de las funciones de la máquina en una unidad central. El robusto DI4-mid ha sido desarrollado específicamente para su uso en máquinas de trabajo móviles y satisface los requisitos de protección correspondientes en cuanto a temperatura ambiente, impermeabilidad, golpes y vibraciones y compatibilidad electromagnética (EMC). En el Anexo 18 se encuentra las características del display.



Figura 39. Display BODAS DI4-mid

Fuente: Bosch Rexroth AG (2016)

Medidor de Caudal

El medidor de caudal a usar es el Electronic Flow Meters código 5050 de Parker Conflow (Anexo 19) el cual proporciona una medición eficaz del caudal de salida, la presión y la temperatura. La unidad incorpora una pantalla LCD a bordo que muestra la velocidad, la presión y la temperatura, para facilitar la lectura. Funciona a través de una señal eléctrica lineal que corresponde a la tasa de volumen de flujo de fluido en la tubería o sistema en aplicaciones de minería y canteras. El código 5050 está disponible en tamaños de 1/2", 3/4", 1" y 1 1/4" y hasta una presión de trabajo máxima de 400 Bar. Las versiones de salida de flujo incluyen 4 - 20 mA o 0,4 - 2 VCC.



Figura 40. Medidor de caudal Electronic Flow Meters 5050

Fuente: Parker (2020)

4.5. Evaluación económica

Realizada la selección de componentes se realiza el presupuesto que se muestra en las Tablas 12 a la 14. Para el análisis económico se está considerando el costo de los componentes hidráulicos, material para la fabricación y el costo de mano de obra.

Tabla 12. Costo de componentes hidráulicos del banco

| COMPONENTES HIDRÁULICOS | CANT. (UND) | COSTO UNITARIO (S/.) | COSTO TOTAL (S/.) |
|--------------------------------------|-------------|----------------------|--------------------|
| TANQUE HIDRAULICO | 1 | S/1,500.00 | S/1,500.00 |
| VALVULA REGULADORA DE PRESION | 2 | S/980.00 | S/1,960.00 |
| VALVULA DE LANZADERA (SHUTTLE) | 1 | S/850.00 | S/850.00 |
| ELECTROVALVULA PROPORCIONAL DE FLUJO | 1 | S/720.00 | S/720.00 |
| ELECTROVALVULA PROPORCIONAL 4/3 | 1 | S/920.00 | S/920.00 |
| UNIDAD HIDRAULICA | 1 | S/10,500.00 | S/10,500.00 |
| FILTRO DE ACEITE | 1 | S/100.00 | S/100.00 |
| MANGUERA HIDRAULICA | 4 | S/260.00 | S/1,040.00 |
| MANOMETRO | 4 | S/100.00 | S/400.00 |
| SENSOR DE PRESION | 2 | S/260.00 | S/520.00 |
| SENSOR DE CAUDAL | 2 | S/340.00 | S/680.00 |
| | | TOTAL | S/19,190.00 |

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 13. Costo de los materiales para la fabricación del banco

| MATERIALES | CANT. (UND) | COSTO UNITARIO (S/.) | COSTO TOTAL (S/.) |
|--|-------------|----------------------|--------------------|
| PLANCHA DE ACERO INOX AISI 304L - 1220X2440X2 MM | 2 | S/ 600.00 | S/ 1,200.00 |
| TUBO CUADRADO 30MMX30MMX3M | 3 | S/ 36.00 | S/ 108.00 |
| ELECTRODO SUPERCITO 7018 1/8" X 1 KG | 5 | S/ 15.90 | S/ 79.50 |
| PERNO HEXAGONAL 1/2-1 1/2" | 60 | S/ 3.50 | S/ 210.00 |
| TUERCA HEXAGONAL 1/2" | 60 | S/ 2.00 | S/ 120.00 |
| | | TOTAL | S/ 1,717.50 |

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 14. Costo de los materiales para la fabricación del banco

| MANO DE OBRA | CANT. (UND) | COSTO UNITARIO (S/.) | COSTO TOTAL (S/.) |
|----------------|-------------|----------------------|-------------------|
| TÉCNICO (DÍA) | 10 | S/ 60.00 | S/ 600.00 |
| AYUDANTE (DÍA) | 10 | S/ 50.00 | S/ 500.00 |
| | | TOTAL | S/ 1100.00 |

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 15. Análisis económico

| Inversión Inicial | S/ 22,007.50 | FLUJO DE CAJA | | | |
|-------------------|--------------|---------------|-----------|-----------|------------|
| | | TIEMPO | INGRESOS | EGRESOS | NETO |
| Tiempo | 6 | Año 0 | S/ - | S/ 22,008 | -S/ 22,008 |
| Tasa de interés | 12.00% | Año 1 | S/ 12,000 | S/ 1,500 | S/ 10,500 |
| VAN | S/ 21,162.28 | Año 2 | S/ 12,000 | S/ 1,500 | S/ 10,500 |
| TIR | 42% | Año 3 | S/ 12,000 | S/ 1,500 | S/ 10,500 |
| | | Año 4 | S/ 12,000 | S/ 1,500 | S/ 10,500 |
| | | Año 5 | S/ 12,000 | S/ 1,500 | S/ 10,500 |
| | | Año 6 | S/ 12,000 | S/ 1,500 | S/ 10,500 |

Fuente: Elaboración propia.

El costo total del banco de pruebas asciende a S/ 22,007.50 y los resultados mostrados en la Tabla 15 muestran que el proyecto es rentable para la empresa y con esto tenemos viabilidad económica.

4.6. Evaluación comparativa del banco de pruebas

Como se ha mencionado a lo largo de este trabajo, la verificación de las bombas reparadas en la empresa MEKATSU EQUIPOS S.R.L. se hacía manualmente con un banco de pruebas fabricado empíricamente. Aunque el banco permite realizar algunas comprobaciones básicas, estas toman un tiempo y esfuerzo considerable para lograr obtener los datos de las

bombas. En el Anexo 20 se encuentran los pasos generales que se suelen seguir para hacer el testeo a las bombas de pistones axiales.

Para comprobación de los resultados obtenidos con el diseño desarrollado se realizó la toma de datos de una bomba de pistones y cuyos resultados están en la Figura 41 y el Anexo 21.

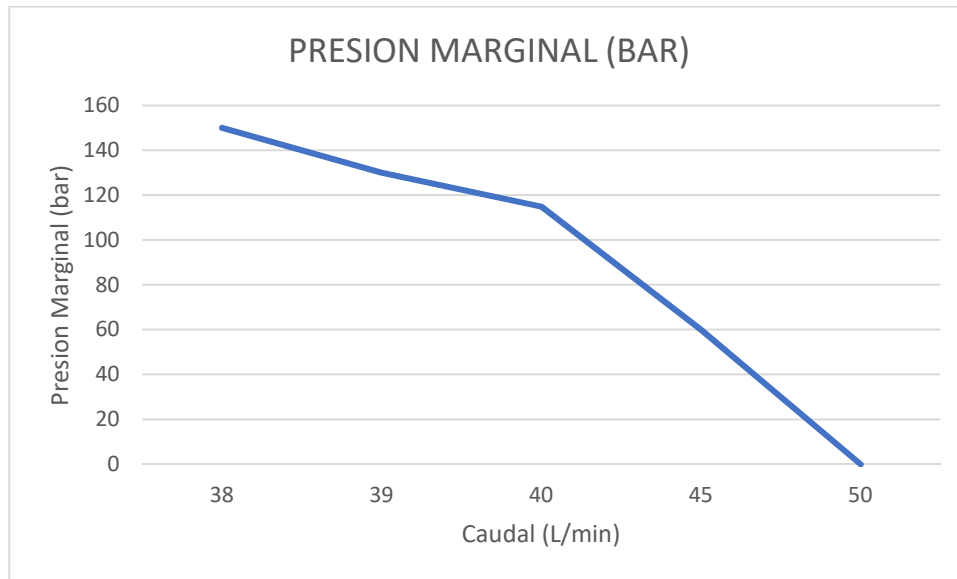


Figura 41. Grafica presión-caudal tomado con el banco empírico.

Fuente: Elaboración propia

V. DISCUSIÓN

El diseño de equipos y productos es un proceso lógico e iterativo en cual se busca obtener la mejor solución para cubrir una necesidad o exigencia por parte del cliente o el mercado, así que a lo largo de los años se han creado diversas guías y normativas que facilitan el proceso de diseño, entre las más ampliamente usadas se encuentra la VDI 2221 la cual proporciona una metodología de diseño lógico y por fases relacionadas entre sí, mientras que con la VDI 2225 se determina los criterios de evaluación de los conceptos de solución generados en las etapas de diseño de la VDI 2221. Haciendo usos de ambas normativas se elaboraron en base a las exigencias del cliente, tres conceptos de solución y tres configuraciones para el diseño del banco, los cuales fueron evaluados siguiendo lo planteado en la VDI 2225 y se obtuvo como ideal el concepto en el cual el banco trabaja de manera automatizada electro-hidráulicamente ahorrando tiempo, aumentando la confiabilidad de los resultados y reduciendo la intervención del operario.

Para orientar el diseño de manera adecuada se tomaron las características técnicas de la bomba de pistones axiales A4VG-28 con una potencia ideal de aproximadamente 106 HP. Este tipo de bombas pueden ser controladas con diversos métodos de regulación que puede ser de mando manual, eléctrico o hidráulico. Debido a que el banco debe ser lo suficientemente flexible para trabajar con bombas con diferentes tipos de mando, se realizó el esquema electro-hidráulico del banco donde se implementaron los sistemas de control eléctrico e hidráulico y el sistema de sensado de la presión y el caudal en las líneas A y B. Adicional a ello se mide la velocidad de rotación real del eje de la bomba. Los valores medidos serán mostrados en el Display montado sobre el tablero de control. Como el banco es un sistema dinámico se realizó un modelo físico matemático que simule el comportamiento del banco con la intención de verificar el correcto funcionamiento de los sistemas.

Para poder continuar con el proceso de diseño se creó un diseño preliminar con las dimensiones generales de la máquina y del sistema de tuberías. El diseño preliminar cuenta con las dos conexiones para las líneas de presión A y B, la conexión de succión de la bomba de alimentación y la conexión de retorno que va hacia el tanque. La bomba de alimentación se encarga de suministrar a las líneas A y B el aceite que se pierde por fugas internas, según la información de catálogo la presión de succión debe ser mayor 0.8 bar absolutos para un correcto funcionamiento.

Para conocer que la pérdida de presión en las tuberías sea adecuada se realizó el cálculo analítico de cada una de las conexiones los cuales luego fueron validados por una simulación por elementos finitos. Del análisis se obtuvo que la pérdida de potencia a lo largo de las tuberías es 0.316% de la potencia de la bomba. Adicionalmente el diseño mecánico de la estructura dio factores de seguridad bastante altos, los cuales demuestran que las dimensiones tomadas en el diseño preliminar satisfacen los requerimientos de esfuerzos necesarios para soportar el peso de los componentes del banco de pruebas.

Después de corroborar el diseño fluido dinámico y estructural del banco se realizó la selección de los componentes hidráulicos cumpliendo con el circuito electrohidráulico y con los parámetros de presión y caudal máximos para la bomba A4VG-28.

Después de realizar la selección de los componentes de la maquina se realizó el presupuesto del banco donde se considera el costo de los componentes hidráulicos, los materiales y equipos necesarios para la fabricación del banco, así como también el costo de mano de obra requerido durante la fabricación y ensamblaje del banco.

VI. CONCLUSIONES

1. Para un diseño adecuado del banco de pruebas se realizó la recopilación de exigencias para el diseño basándose en la metodología de diseño VDI 2221. Con la lista de exigencias se elaboró una matriz de selección para generar tres conceptos de solución que posteriormente fueron evaluados técnica y económicamente bajo los criterios de la normativa VDI 2225, permitiendo obtener un diseño coherente a las exigencias planteadas por el cliente.
2. Se tomó referencia para el diseño las características de la bomba A4VG-28 que posee una potencia máxima de 79 KW (105.9 HP). Para brindarle al diseño la capacidad de realizar operaciones de manera automatizada se elaboró el circuito electro-hidráulico y un modelo físico matemático para caracterizar el funcionamiento del banco de pruebas antes de iniciar con el diseño mecánico.
3. Se elaboró un diseño preliminar del banco de pruebas junto con el circuito de mangueras y tuberías. En el diseño el banco cuenta con las dos conexiones de presión A y B que forman el circuito cerrado de una típica transmisión hidrostática. Para reestablecer las fugas de aceite en el circuito cerrado existe una conexión de succión y otra de retorno que van conectados desde la bomba de alimentación hacia el tanque de aceite.
4. Con el análisis fluido-dinámico se calcularon los diámetros de las tuberías y mangueras apropiados, así como también las pérdidas de carga y potencia a lo largo de la tubería y mangueras.
5. De manera similar se analizó el bastidor del banco de pruebas empleando un software de diseño con el cual se obtuvo factores de seguridad de 9.4 para el soporte de las bombas y de 5.7 para la estructura del bastidor.
6. Se elaboró el análisis económico del banco de pruebas para conocer la inversión inicial el cual asciende hasta el monto de S/. 22,007.50 con un VAN de S/ 21,162.28 y un TIR de 42%.

VII. RECOMENDACIONES

1. Como en el banco se emplea aceite hidráulico y por la capacidad que tiene esto para retener el polvo se recomienda establecer un plan de limpieza después de cada uso que se le dé al banco.
2. Es necesario preparar un plan de mantenimiento preventivo para asegurar una adecuada disponibilidad y confiabilidad de los componentes del banco.
3. Es necesario que los instrumentos de medida y protección sean calibrados anualmente, de acuerdo a las normas peruanas, por una empresa metrológica acreditada, esto para asegurar el grado de precisión de los equipos de medida.
4. Se recomienda analizar el efecto del aumento de temperatura del aceite al operar en el banco de ensayos con pruebas experimentales con una bomba de hasta 100 Hp.
5. Evaluar el ROI del proyecto considerando el beneficio de mejor precisión y mayor cantidad de ensayos y calibración de bombas oleohidráulicas.

REFERENCIAS

- Aguilar, R. (2015). Diseño de un banco de pruebas para bombas hidráulicas de alto caudal y presión. (Tesis de maestría, Universidad de San Carlos de Guatemala), pág. 242.
- Altamirano, M. (2017). Bombas hidráulicas. Publicación. Recuperada: <https://es.slideshare.net/mealtamirano/bombas-hidraulica>.
- Bosch Rexroth AG (2016). Product Catalog Mobile Hydraulics. Part 5: Compact Hydraulics: Mechanical, Solenoid and Proportional Cartridge Valves, Integrated Circuits. Recuperado de: https://dc-us.resource.bosch.com/media/us/products_13/product_groups_1/mobile_hydraulics_4/pdfs_6/re90010-5.pdf
- Carballo, K. (2015). Tipos de bombas hidráulicas. Laboratorio Experimental de Sistemas Mecatrónicos. Recuperada de: <https://es.slideshare.net/KarlaCarballoValderr/tipos-de-bombas-hidraulicas-ysus-caractersticas>.
- Castillo, C. (2016). Mecánica de Fluidos. Pérdidas por fricción en tubería. Fundación Universidad de América. Recuperada de: <http://mecanicadefluidos-lab.blogspot.com/2016/11/perdidas-por-friccionen-tuberia.html>.
- CATERPILLAR INC. (2003) Sistemas Hidráulicos de la Máquina. Material de enseñanza. Peoria.
- CATERPILLAR INC. (2011) 950H Wheel Loader Integrated Toolcarrier Electrohydraulic System, Specifications [manual]. Peoria.
- Cerna, E. y Cesias, J. (2018). Implementación de la metodología Lean Maintenance en el proceso de gestión de mantenimiento de la Empresa STRACON en el proyecto minero Shahuindo Cajamarca. (Tesis de pregrado). Universidad Cesar Vallejo. Facultad de Ingeniería. Escuela de Formación Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica.
- Crane. Fluid Systems. Propiedades físicas de algunos fluidos y características del flujo en válvulas, accesorios y tuberías.

- Engineering ToolBox, (2003). Absolute, Dynamic and Kinematic Viscosity. [online] Available at: https://www.engineeringtoolbox.com/dynamic-absolute-kinematic-viscosityd_412.html.
- Fluideco. (2019). Dosing, Sampling, Engineering, Control. ¿Qué es una bomba neumática o bomba de doble membrana? Blog. Recuperado de: <https://fluideco.com/bomba-neumatica-doble-membrana/>
- García, E. (2020). Tipos de bombas. Paper de Energías Renovables de la Universidad Tecnológica de los Valles Centrales de Oaxaca. México. Recuperada de: https://www.academia.edu/12161179/Tipos_de_bombas.
- Hernández, R, Fernández, C y Baptista, P. (2014). Metodología de la Investigación (5ta ed.). México: MC Graw - Hill, 2014.
- Hidráulica Manse (2020). SERVICIO TECNICO. Transmisiones Hidrostáticas. Recuperado de: <https://hidraulicamanse.com/Servicio-T%C3%A9cnico-Hidrostatico>
- HMC hydraulics. (1996). Axial Piston Pumps Technical Information. SAUER SUNDSTRAND. Series 90. Catálogos online Dunfoss. USA.
- Jara, E. (2016). Diseño de un banco de pruebas para bombas de pistones axiales con sensor de carga de hasta 140 CC/REV. Perú: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- Kelevraa, Amed. (2017). Bombas hidráulicas. Instituto Politécnico Nacional. Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. Unidad Culhuacán. Ciudad de México. México.
- Magasa. (2019). Catalogo Banco de Pruebas. [En línea]. www.magasa.com. RVS SRL. 07 de 12 de 2019. <https://www.rvsoleodinamica.com/es/bancos-deprueba/>.
- PARKER HANNIFIN CORP (2020). D-PAK Fixed Displacement Hydraulic Power Units - 0.9 - 2.7 GPM - #D50.9U1OPB1O. Recuperado de: <https://ph.parker.com/us/es/ParkerExternalConfigCmds?Key=107af036a0-b969-44cd-b322-b496ab331a18#>

- Ruiz, S. (2018). Sistema de gestión de mantenimiento basado en análisis de modo y efecto de falla para mejorar la disponibilidad de la flota vehicular en la empresa Chimu Agropecuaria S.A. (Tesis para obtener el Título Profesional de Ingeniero Mecánico Electricista). Escuela Académico Profesional de Mecánica Eléctrica. Facultad de Ingeniería, Universidad Cesar Vallejo. Filial Trujillo.
- Saltos, C. (2011). Sistemas Hidráulicos artículo científico de Ingeniería Industrial en la Universidad Estatal de Milagro. Guayas, Ecuador. Recuperado: https://www.google.com/search?q=Dialnet-sistemasoleohidraulicos5210327.pdf&rlz=1C1CHBF_esPE853PE853&oq=Dialnetsistemasoleohidraulicos-5210327.pdf&aqs=chrome..69i57.37873j1j8&sourceid=chrome&ie=UTF-8
- Termodinámica, Ingeniería, proyectos y servicios. (2020). ¿Por qué mi válvula dispara antes de tiempo? Blog de empresa. Lima Perú. Recuperada <https://www.termodinamica.com.pe/blog-termodinamica/>
- Tito, J. (2018). Diseño de un sistema de automatización para pruebas de bombas y actuadores hidráulicos de alto caudal y presión controlado y supervisado por PLC. Lima: Universidad Tecnológica del Perú.
- Totten, G. E. (2011). Handbook of hydraulic fluid technology. CRC press.
- Universidad de Sevilla (2007). Open Course Ware. Ábacos, diagramas y tablas para la determinación de pérdidas de carga en tuberías. Recuperada de: http://ocwus.us.es/ingenieria-agroforestal/hidraulica-y-riegos/temario/Tema%202.Conducciones%20forzadas/tutorial_31.htm/skinless_view.
- Velásquez, S. (2007). Diseño de un banco de pruebas para bombas y motores oleohidráulicos rotatorios con un sistema de captura de datos. (Tesis de Grado). Universidad de Carabobo. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. Valencia. Venezuela.
- Vico, S. (2015). Sistema hidráulicos y neumáticos. Ecuador: Universidad de las Fuerza Armadas, 2015.

Widman International. 2018. Mantenimiento proactivo. VISCOSIDAD. Recuperado de: <https://www.widman.biz/Seleccion/viscosidad.html>

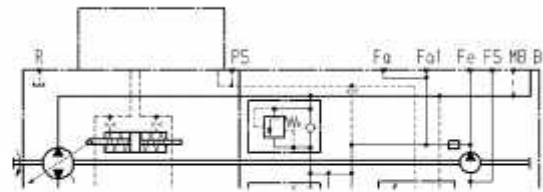
ANEXOS

ANEXO 1. Tipos de regulación para la bomba A4VG-28 Rexroth

NV - Versión sin Dispositivo de Mando

La superficie para el montaje del dispositivo de mando está mecanizada y cerrada con una junta estándar y una tapa. Esta versión está preparada para el montaje adosado de dispositivos de mando (HD, HW, EP, EZ). En el variador DA y en combinaciones de los mismos, se deben tener en cuenta la adaptación del paquete de resorte del cilindro de posicionamiento y de la placa de mando.

Versión estándar ¹⁾



¹⁾ TN 28 y 250 sin conexión F_{A1} y F_S

DG - Variador Hidráulico, Mando Directo

Mediante la conexión o desconexión de una presión de mando a las conexiones X₁ o X₂, el cilindro de posicionamiento de la bomba se alimenta directamente con presión de posicionamiento. De esta manera, la placa inclinada y, por ende, la cilindrada es ajustable entre V_G = 0 y V_{G max}. Cada conexión tiene asignado un sentido de flujo.

Presión de mando 0 bar Δ posición V_G = 0

La demanda de presión de mando necesaria para la posición V_{G max} depende de la presión de servicio y del número de revoluciones.

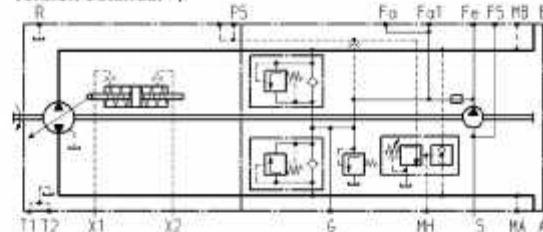
Presión de mando máx. admitida: 40 bar

Al realizar el proyecto, consultar con Bosch Rexroth.

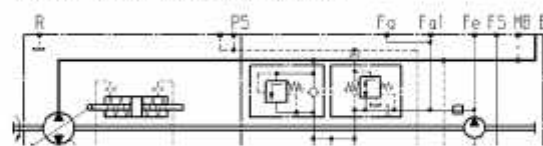
El corte de presión y la válvula reguladora DA solo se activan cuando el dispositivo de mando para el variador DG se alimenta desde la conexión P_E.

Asignación sentido de giro – mando – sentido de flujo véase variador HD, página 12 (presión de posic. X₁; X₂).

Versión estándar ¹⁾



Versión con válvula reguladora DA ¹⁾



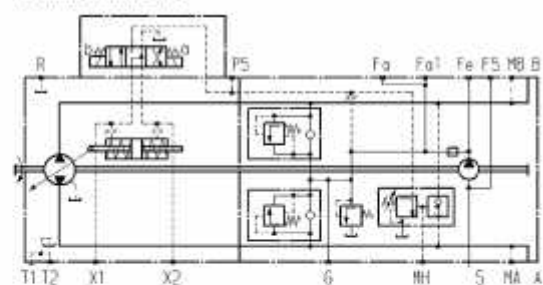
¹⁾ TN 28 y 250 sin conexión F_{A1} y F_S

EZ - Variador Eléctrico de Dos Puntos, con Solenoide de Conmutación

Mediante la conexión o desconexión de una corriente de mando a los solenoides de conmutación a o b, el cilindro de posicionamiento de la bomba se alimenta con presión a través del dispositivo de mando EZ. De este modo la placa inclinada y, con ello la cilindrada, se puede ajustar sin posición intermedia entre V_G = 0 y V_{G max}. Cada solenoide de conmutación tiene asignado un sentido de flujo.

Asignación sentido de giro – mando – sentido de flujo véase variador DA, página 16.

Versión estándar ¹⁾



¹⁾ TN 28 y 250 sin conexión F_{A1} y F_S

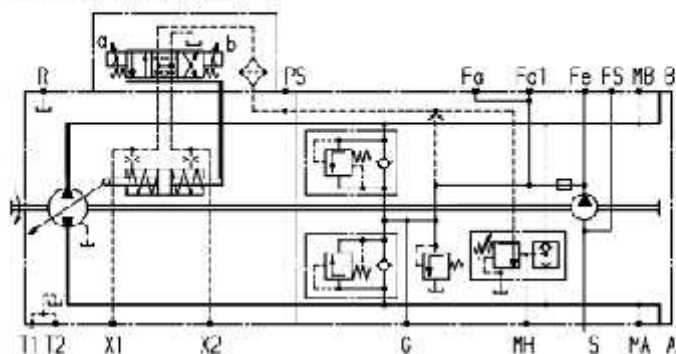
| Características técnicas de los solenoides | EZ1 | EZ2 |
|--|---|---------------------|
| Tensión | 12 V (±20 %) | 24 V (±20 %) |
| Posición cero V _G = 0 | sin corriente | sin corriente |
| Posición V _{G max} | corriente conectada | corriente conectada |
| Resistencia nominal (para 20°C) | 5,5 Ω | 21,7 Ω |
| Potencia nominal | 26,2 W | 26,5 W |
| Corr. efectiva mínima necesaria | 1,32 A | 0,67 A |
| Tiempo de conexión | 100 % | 100 % |
| Tipo de protección | véase selección de conectores página 60 | |

Estándar: solenoide de conmutación sin accionamiento manual de emergencia.

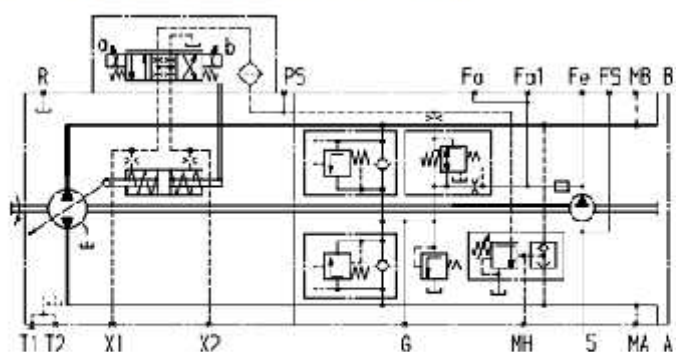
Bajo pedido: accionamiento manual de emergencia con retorno por resorte.

EP - Variador Eléctrico, con Solenoide Proporcional

Versión estándar EP3 1)

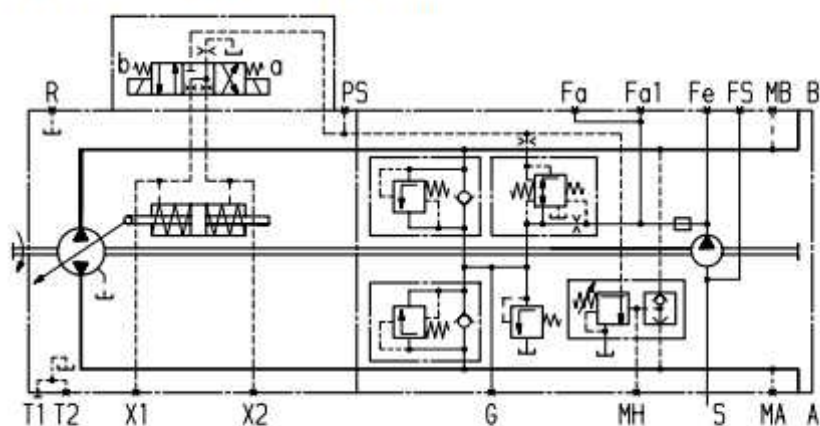


Versión EP3 con válvula reguladora DA 1)



1) TN 28 y 250 sin conexión F_{a1} y F_S

Variador hidráulico, dependiente del número de revoluciones, válvula reguladora DA, ajuste fijo, DA1D2/DA2D2 1)



1) TN 28 y 250 sin conexión F_{a1} y F_S

ANEXO 2. Operacionalización de variables

| | Variable | Definición Conceptual | Definición Operacional | Indicadores | Escala de medición |
|----------------------|---|---|---|---|--------------------|
| Independiente | Presión de seteo | Presión a la que la bomba empieza a reducir el caudal entregado | Presión a la que se ajusta la compensadora de presión. | $P_s = P_m - P_r$ | Razón |
| | Velocidad de accionamiento | Velocidad a la que gira la bomba | Velocidad de rotación medido en el eje de la bomba | $N = \frac{r}{m}$ | Razón |
| | Capacidad volumétrica | Capacidad de almacenamiento del tanque | Volumen del tanque definido por sus dimensiones | $V_L = L * A * H$ | Razón |
| | Apertura de la válvula limitadora de caudal | Variación de apertura de la válvula limitadora de caudal | Ajuste manual o automatizado de la válvula limitadora de caudal | $\alpha = f(t)$ | Razón |
| Dependiente | Temperatura del aceite | Temperatura del aceite la prueba | Temperatura del aceite en las líneas de presión | $T_o = f(P)$ | Razón |
| | Presión de trabajo | Presión del aceite a diferentes regímenes | Presión en las líneas de presión | $P = f(\alpha)$ | Razón |
| | Caudal de salida | Caudal de salida de la bomba | Caudal en las líneas de presión | $Q = \frac{V_{g,m} * n * \eta_v * t_i(\alpha)}{1000 * t_i(\alpha_m)}$ | Razón |
| | Eficiencia de la bomba | Eficiencia total de la bomba | Relación entre la potencia real y la potencia ideal de la bomba | $\eta_{bt} = \frac{P_r}{P_L}$ | Razón |

Fuente: Elaboración propia.

ANEXO 3. Autorización de la empresa

SOLICITAMOS: Autorización y confirmación para hacer uso de información, establecimiento y equipos de la empresa MEKATSU EQUIPOS S.R.L.

SEÑOR PAZ BELTRÁN JOSÉ ROBERT

GERENTE GENERAL DE LA EMPRESA MEKATSU EQUIPOS S.R.L.

Quienes suscriben, Carranza Blas Jairo Junior identificado con DNI N° 73902680 y código de estudiante N° 7001034164 y Jara Castillo Néstor Cristóbal identificado con DNI N° 74449672 y código de alumno N° 7001060054.

Debido a que nos encontramos cursando el X ciclo de la carrera profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica en la universidad Cesar Vallejo solicitamos a Ud. Autorización para hacer uso de su establecimiento, equipos e información de la empresa MEKATSU EQUIPOS S.R.L. en nuestra tesis titulada “Rediseño de un banco de pruebas para bombas oleo hidráulicas de pistones axiales de hasta 100 hp para la empresa MEKATSU EQUIPOS S.R.L.” para obtener el grado de Ingeniero Mecánico Electricista.

POR LO EXPUESTO:

Rogamos a usted acceder a nuestra solicitud, y validar a través de su firma en el presente documento.

Trujillo 15 de diciembre de 2020

Néstor Cristóbal Jara Castillo
DNI N° 74449672

Paz Beltrán José Robert
DNI N° _____

Jairo Junior Carranza Blas
DNI N° 73902680

ANEXO 3. Autorización de la empresa

SOLICITAMOS: Autorización y confirmación para hacer uso de información, establecimiento y equipos de la empresa MEKATSU EQUIPOS S.R.L.

SEÑOR PAZ BELTRÁN JOSÉ ROBERT

GERENTE GENERAL DE LA EMPRESA MEKATSU EQUIPOS S.R.L.


Quienes suscriben, Carranza Blas Jairo Junior identificado con DNI N° 73902680 y código de estudiante N° 7001034164 y Jara Castillo Néstor Cristóbal identificado con DNI N° 74449672 y código de alumno N° 7001060054.

Debido a que nos encontramos cursando el X ciclo de la carrera profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica en la universidad Cesar Vallejo solicitamos a Ud. Autorización para hacer uso de su establecimiento, equipos e información de la empresa MEKATSU EQUIPOS S.R.L. en nuestra tesis titulada "Rediseño de un banco de pruebas para bombas oleo hidráulicas de pistones axiales de hasta 100 hp para la empresa MEKATSU EQUIPOS S.R.L." para obtener el grado de Ingeniero Mecánico Electricista.


POR LO EXPUESTO:

Rogamos a usted acceder a nuestra solicitud, y validar a través de su firma en el presente documento.


Trujillo, 15 de diciembre de 2020



Néstor Cristóbal Jara Castillo
DNI N° 74449672



Jairo Junior Carranza Blas
DNI N° 73902680



Paz Beltrán José Robert
DNI N° 44549724

ANEXO 4. Instrumento de recolección de datos operacionales de las bombas de pistones de caudal variable

PROTOCOLO DE TOMA DE DATOS PARA OBTENCION DE CURVAS CARACTERITICAS

| DATOS INFORMATIVOS | | | | | |
|--------------------|--|--|-------------|--|-------|
| RESPONSABLE | | | SUPERVISOR | | |
| | | | DURACION | | FECHA |
| INTRUMENTACION | | | | | |
| NOMBRE | | | | | |
| DATOS DE LA BOMBA | | | | | |
| TIPO: | | | | | |
| MARCA: | | | MODELO: | | |
| PRESION: | | | CAUDAL: | | |
| POTENCIA: | | | PAR DE GIRO | | |
| CILINDRADA: | | | PESO: | | |

| ITEM | VELOCIDAD DE GIRO (RPM) | NIVEL DE CIERRE | CAUDAL DE FUGA (L/min) | PRESION A (BAR) | PRESION B (BAR) | PRESION MARGINAL (BAR) | CAUDAL (L/min) |
|------|-------------------------|-----------------|------------------------|-----------------|-----------------|------------------------|----------------|
| 1 | | | | | | | |
| 2 | | | | | | | |
| 3 | | | | | | | |
| 4 | | | | | | | |
| 5 | | | | | | | |
| 6 | | | | | | | |
| 7 | | | | | | | |
| 8 | | | | | | | |
| 9 | | | | | | | |
| 10 | | | | | | | |
| 11 | | | | | | | |
| 12 | | | | | | | |
| 13 | | | | | | | |
| 14 | | | | | | | |
| 15 | | | | | | | |
| 16 | | | | | | | |
| 17 | | | | | | | |
| 18 | | | | | | | |
| 19 | | | | | | | |
| 20 | | | | | | | |

CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO

| ITEM | CRITERIOS DE EVALUACION | | | | | | | | Observaciones (Si debe eliminarse o modificarse un ítem por favor indique). | | | |
|---|--------------------------|----|-----------------------|----|-------------------------|----|-------------------------|--------------------------|--|--|--|--|
| | Suficiencia ¹ | | Claridad ² | | Coherencia ³ | | Relevancia ⁴ | | | | | |
| | Si | No | Si | No | Si | No | Si | No | | | | |
| 1 | | | | | | | | | | | | |
| 2 | | | | | | | | | | | | |
| 3 | | | | | | | | | | | | |
| 4 | | | | | | | | | | | | |
| Aspectos generales | | | | | | | Si | No | | | | |
| El instrumento contiene instrucciones claras y precisas para el correcto llenado de parámetros. | | | | | | | | | | | | |
| Los ítems permiten lograr la obtención de data importante para la investigación. | | | | | | | | | | | | |
| Los ítems son suficientes para la recolección de información. En caso sea la respuesta negativa sugiere añadir ítems. | | | | | | | | | | | | |
| VALIDEZ | | | | | | | | | | | | |
| Procede su aplicación | | | | | | | | No procede su aplicación | | | | |
| Procede su aplicación ateniendo a las observaciones que se adjuntan | | | | | | | | | | | | |

¹Suficiencia: Los ítems que pertenecen a una misma dimensión bastan para obtener la medición de ésta.

²Claridad: El ítem se comprende fácilmente, es decir, su sintáctica y semántica son adecuadas.

³Coherencia: El ítem tiene relación lógica con la dimensión o indicador que está midiendo.

⁴Relevancia: El ítem es esencial o importante, es decir debe ser incluido.

DATOS GENERALES DEL EXPERTO

Apellidos y nombres:

Institución donde labora:

Cargo:

Firma y sello del experto

DNI N° _____

CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO

| ITEM | CRITERIOS DE EVALUACION | | | | | | | | Observaciones (Si debe eliminarse o modificarse un ítem por favor indique). |
|---|--------------------------|----|-----------------------|----|-------------------------|----|--------------------------|----|--|
| | Suficiencia ¹ | | Claridad ² | | Coherencia ³ | | Relevancia ⁴ | | |
| | Si | No | Si | No | Si | No | Si | No | |
| 1 | X | | X | | X | | X | | |
| 2 | | | | | | | | | |
| 3 | | | | | | | | | |
| 4 | | | | | | | | | |
| Aspectos generales | | | | | | | Si | No | |
| El instrumento contiene instrucciones claras y precisas para el correcto llenado de parámetros. | | | | | | | X | | |
| Los ítems permiten lograr la obtención de data importante para la investigación. | | | | | | | X | | |
| Los ítems son suficientes para la recolección de información. En caso sea la respuesta negativa sugiere añadir ítems. | | | | | | | X | | |
| VALIDEZ | | | | | | | | | |
| Procede su aplicación | | | | | X | | No procede su aplicación | | |
| Procede su aplicación atendiendo a las observaciones que se adjuntan | | | | | | | | | |

¹**Suficiencia:** Los ítems que pertenecen a una misma dimensión bastan para obtener la medición de ésta.

²**Claridad:** El ítem se comprende fácilmente, es decir, su sintáctica y semántica son adecuadas.

³**Coherencia:** El ítem tiene relación lógica con la dimensión o indicador que está midiendo.

⁴**Relevancia:** El ítem es esencial o importante, es decir debe ser incluido.

DATOS GENERALES DEL EXPERTO

Apellidos y nombres: *Valderrama Campos, Edwin Ronald*

Institución donde labora: *Universidad César Vallejo*

Cargo: *Profesor*



Firma y sello del experto

DNI N° *41050243*

Edwin Ronald Valderrama Campos
ING. MECANICO
R. CIP. N° 189677

CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO

| ITEM | CRITERIOS DE EVALUACION | | | | | | | | Observaciones (Si debe eliminarse o modificarse un ítem por favor indique). | | |
|---|--------------------------|----|-----------------------|----|-------------------------|----|-------------------------|----|--|--|--|
| | Suficiencia ¹ | | Claridad ² | | Coherencia ³ | | Relevancia ⁴ | | | | |
| | Si | No | Si | No | Si | No | Si | No | | | |
| 1 | | | | | ✓ | | ✓ | | | | |
| 2 | ✓ | | ✓ | | | | | | | | |
| 3 | | | | | | | | | | | |
| 4 | | | | | | | | | | | |
| Aspectos generales | | | | | | | | Si | No | | |
| El instrumento contiene instrucciones claras y precisas para el correcto llenado de parámetros. | | | | | | | | ✓ | | | |
| Los ítems permiten lograr la obtención de data importante para la investigación. | | | | | | | | ✓ | | | |
| Los ítems son suficientes para la recolección de información. En caso sea la respuesta negativa sugiere añadir ítems. | | | | | | | | ✓ | | | |
| VALIDEZ | | | | | | | | | | | |
| Procede su aplicación | | | | | | | | ✓ | No procede su aplicación | | |
| Procede su aplicación atendiendo a las observaciones que se adjuntan | | | | | | | | | | | |

¹**Suficiencia:** Los ítems que pertenecen a una misma dimensión bastan para obtener la medición de ésta.

²**Claridad:** El ítem se comprende fácilmente, es decir, su sintáctica y semántica son adecuadas.

³**Coherencia:** El ítem tiene relación lógica con la dimensión o indicador que está midiendo.

⁴**Relevancia:** El ítem es esencial o importante, es decir debe ser incluido.

DATOS GENERALES DEL EXPERTO

Apellidos y nombres: *Olortegui Yume, Jorge A.*

Institución donde labora: *UCV*

Cargo: *DTP*


 Jorge Olortegui Yume
 ING. MECÁNICO
 R. CIR-187182

Firma y sello del experto

DNI N° 18077601

CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO

| ITEM | CRITERIOS DE EVALUACION | | | | | | | | Observaciones (Si debe eliminarse o modificarse un ítem por favor indique). | |
|---|--------------------------|----|-----------------------|----|-------------------------|----|-------------------------|----|--|--|
| | Suficiencia ¹ | | Claridad ² | | Coherencia ³ | | Relevancia ⁴ | | | |
| | Si | No | Si | No | Si | No | Si | No | | |
| 1 | | | | | | | | | | |
| 2 | | | | | | | | | | |
| 3 | ✓ | | ✓ | | ✓ | | ✓ | | | |
| 4 | | | | | | | | | | |
| Aspectos generales | | | | | | | | Si | No | |
| El instrumento contiene instrucciones claras y precisas para el correcto llenado de parámetros. | | | | | | | | ✓ | | |
| Los ítems permiten lograr la obtención de data importante para la investigación. | | | | | | | | ✓ | | |
| Los ítems son suficientes para la recolección de información. En caso sea la respuesta negativa sugiere añadir ítems. | | | | | | | | ✓ | | |
| VALIDEZ | | | | | | | | | | |
| Procede su aplicación | | | | | | | | ✓ | No procede su aplicación | |
| Procede su aplicación atendiendo a las observaciones que se adjuntan | | | | | | | | | | |

¹**Suficiencia:** Los ítems que pertenecen a una misma dimensión bastan para obtener la medición de ésta.

²**Claridad:** El ítem se comprende fácilmente, es decir, su sintáctica y semántica son adecuadas.

³**Coherencia:** El ítem tiene relación lógica con la dimensión o indicador que está midiendo.

⁴**Relevancia:** El ítem es esencial o importante, es decir debe ser incluido.

DATOS GENERALES DEL EXPERTO

Apellidos y nombres: Bolaños Grau Elmer Alfredo
 Institución donde labora: Certificadora Andina S.A.C
 Cargo: Gerente de Planta.

ELMER BOLAÑOS
 GERENTE DE PLANTA
 I.C.P. S.A.C.

Firma y sello del experto

DNI N° 18100227

ANEXO 5. Características técnicas de la bomba A4VG-28 Rexroth

6/64

Bosch Rexroth AG

A4VG | RS 92 003/09.07

Características Técnicas

Filtrado

Cuanto más fino es el filtrado, mejor es la clase de pureza que alcanza el fluido hidráulico y mayor es la vida útil de la máquina de pistones axiales.

Para garantizar la seguridad de funcionamiento de la máquina de pistones axiales, para el fluido hidráulico se requiere como mínimo la clase de pureza

20/18/15 según ISO 4406.

Para la A4VG, según el sistema y la aplicación, recomendamos

Elementos de filtro $\beta_{20} \geq 100$

A medida que aumenta la diferencia de presión sobre el elemento filtrante, el valor β no debe empeorar.

A temperaturas muy elevadas del fluido hidráulico (90°C hasta máx. 115°C) se requiere una clase de pureza mínima de

19/17/14 según ISO 4406.

Si no se pueden mantener las clases anteriores, consultar con Bosch Rexroth. Indicaciones sobre tipos de filtrado, véase página 53-58.

Rango de presión de servicio

Entrada

Bomba variable (para alimentación externa, E):

Para variadores EP, EZ, HW y HD

Presión de alimentación (para $n = 2.000$ rpm) p_{30} _____ 20 bar

Para variadores DA, DG

Presión de alimentación (para $n = 2.000$ rpm) p_{30} _____ 25 bar

Bomba de alimentación:

Presión de aspiración $p_{1, \text{ref}}$
($v \leq 30 \text{ mm}^2/\text{s}$) _____ $\geq 0,8$ bar absolutos
con breve arranque en frío
($t < 3 \text{ min}$) _____ $\geq 0,5$ bar absolutos

Salida

Bomba variable:

Presión en la conexión A o B

Presión nominal p_i _____ 400 bar

Presión máxima p_{max} _____ 450 bar

Máx. carrera de compresión para p_A y p_{max} _____ 310 bar

Bomba de alimentación:

Presión máxima $p_{30, \text{max}}$ _____ 40 bar

Presión nominal: Máx. presión de referencia con la que se garantiza una resistencia duradera.

Presión máxima: Máx. presión de servicio, admisible de manera temporal ($t < 1 \text{ s}$).

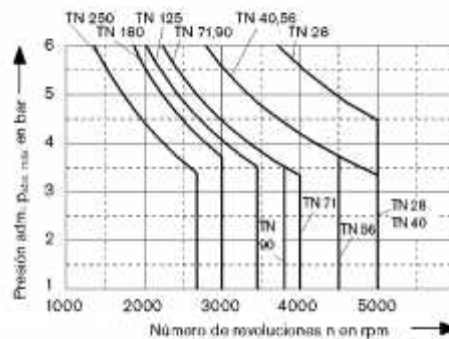
Máx. carrera de compresión: Diferencia máxima entre dos valores de presión consecutivos en el desarrollo de la presión.

Junta de eje

Carga admisible de presión

El número de revoluciones de la bomba y la presión del fluido de fuga repercuten en la vida útil de la junta de ejes. Se recomienda no exceder la presión media duradera del fluido de fuga de 3 bar abs. a la temperatura de servicio (presión máx. admisible del fluido de fuga 6 bar abs. con un número reducido de revoluciones, véase diagrama). No obstante, se permiten picos de presión breves ($t < 0,1 \text{ s}$) de hasta 10 bar absolutos. Cuanto mayor es la frecuencia de los picos de presión, menor es la duración de la junta de eje.

La presión en la carcasa debe ser mayor o igual que la presión externa sobre la junta de eje.



Rango de temperatura

La junta de eje FKM es admisible para temperaturas de carcasa de -25°C hasta +115°C.

Indicación:

Para casos de aplicación inferiores a -25°C se requiere una junta de eje NBR (rango de temperatura admisible: -40°C hasta +90°C). Al realizar el pedido, indicar con claridad la junta de eje NBR. Consultar con Bosch Rexroth.

Características Técnicas

Tabla de valores (valores teóricos, sin rendimiento ni tolerancias; valores redondeados)

| Tamaño nominal | | 28 | 40 | 56 | 71 | 90 | 125 | 180 | 250 |
|--|-----------------------------------|--------|--------|--------|---------|---------|---------|---------|---------|
| Cilindrada | | | | | | | | | |
| bomba variable | $V_{D,max}$ cm ³ | 28 | 40 | 56 | 71 | 90 | 125 | 180 | 250 |
| bomba de alimentación (para p = 20 bar) | $V_{D,Sp}$ cm ³ | 6,1 | 8,6 | 11,8 | 19,8 | 19,8 | 28,3 | 39,8 | 52,5 |
| Número de revoluciones | | | | | | | | | |
| máxima para $V_{D,max}$ | $n_{max,cont}$ rpm | 4.250 | 4.000 | 3.800 | 3.300 | 3.050 | 2.850 | 2.500 | 2.400 |
| limitada máxima ¹⁾ | $n_{max,lim}$ rpm | 4.500 | 4.200 | 3.900 | 3.600 | 3.300 | 3.250 | 2.900 | 2.600 |
| intermitente máxima ²⁾ | $n_{max,inter}$ rpm | 5.000 | 5.000 | 4.500 | 4.100 | 3.800 | 3.450 | 3.000 | 2.700 |
| mínima | n_{min} rpm | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 |
| Caudal | | | | | | | | | |
| para $n_{max,cont}$ y $V_{D,max}$ | $q_{v,max}$ L/min | 119 | 160 | 202 | 234 | 275 | 356 | 450 | 600 |
| Potencia ³⁾ | | | | | | | | | |
| para $n_{max,cont}$ y $V_{D,max}$ | $\Delta p = 400$ bar P_{max} kW | 79 | 107 | 134 | 156 | 183 | 237 | 300 | 400 |
| Par de giro ³⁾ | | | | | | | | | |
| para $V_{D,max}$ | $\Delta p = 400$ bar T_{max} Nm | 178 | 255 | 356 | 451 | 572 | 795 | 1.144 | 1.560 |
| | $\Delta p = 100$ bar T Nm | 44,5 | 63,5 | 89 | 112,8 | 143 | 198,8 | 286 | 398 |
| Variación de revoluciones, máx. ⁴⁾ | | | | | | | | | |
| | rpm | 103 | 81 | 72 | 69 | 64 | 55 | 50 | 34 |
| Resistencia a torsión del | | | | | | | | | |
| Extremo del eje S c | Nm/rad | 31.400 | 69.000 | 80.800 | 98.800 | 158.100 | 218.300 | 244.500 | 354.500 |
| Extremo del eje T c | Nm/rad | - | - | 95.000 | 120.900 | - | 252.100 | 318.400 | 534.500 |
| Extremo del eje A c | Nm/rad | - | 78.600 | 95.800 | 142.400 | 178.800 | 256.500 | - | - |
| Extremo del eje Z c | Nm/rad | 32.800 | 67.500 | 78.800 | 122.800 | 137.000 | 223.700 | 318.600 | 624.200 |
| Extremo del eje U c | Nm/rad | - | 50.800 | - | - | 102.600 | - | - | - |
| Momento de inercia de masa del propulsor | | | | | | | | | |
| | J_{TW} kgm ² | 0,0022 | 0,0038 | 0,0066 | 0,0097 | 0,0149 | 0,0232 | 0,0444 | 0,0983 |
| Aceleración angular máxima ⁴⁾ | | | | | | | | | |
| | rad/s ² | 38.000 | 30.000 | 24.000 | 21.000 | 18.000 | 14.000 | 11.000 | 6.700 |
| Carga | | | | | | | | | |
| | V L | 0,9 | 1,1 | 1,5 | 1,3 | 1,5 | 2,1 | 3,1 | 6,3 |
| Masa (sin transmis.) aprox. | | | | | | | | | |
| | m kg | 29 | 31 | 38 | 50 | 60 | 80 | 101 | 156 |

¹⁾ Número máximo de revoluciones limitado: - para la mitad de potencia angular (p, η_v , en caso de $V_{D,max}$ y $p_N/2$)

²⁾ Número máximo de revoluciones intermitente: - en caso de marcha en vacío elevada
- en caso de velocidad excesiva: $\Delta p = 70 - 150$ bar y $V_{D,max}$
- en caso de picos de inversión: $\Delta p < 300$ bar y $t < 0,1$ s.

³⁾ Sin bomba de alimentación

⁴⁾ - La esfera de aplicación se encuentra entre el número de revoluciones mínimo necesario y el número de revoluciones máximo permitido.

Este afecta a los estímulos externos (p, ω , motor diésel con de dos a ocho veces más frecuencia de rotación, árbol articulado con el doble de frecuencia de rotación).

- El valor límite es válido únicamente para una bomba individual.
- Debe tenerse en cuenta la capacidad de carga de las piezas conductoras.

Atención: Si se excede el valor límite admisible, la máquina de pistones axiales podría deteriorarse, perder funciones o reducir su vida útil.

Los valores admisibles pueden determinarse con un cálculo.

Cálculo del tamaño nominal

| | | | |
|-------------|--|-------|--|
| Caudal | $q_v = \frac{V_D \cdot n \cdot \eta_v}{1.000}$ | L/min | V_D = cilindrada por vuelta en cm ³ Δp = diferencia de presión en bar n = número de revoluciones en rpm η_v = rendimiento volumétrico |
| Par de giro | $T = \frac{V_D \cdot \Delta p}{20 \cdot \pi \cdot \eta_{mh}}$ | Nm | η_{mh} = rendimiento mecánico-hidráulico |
| Potencia | $P = \frac{2 \cdot \pi \cdot T \cdot n}{60.000} = \frac{q_v \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_t}$ | kW | η_t = rendimiento total |

ANEXO 6. Aceite hidráulico de trabajo para las bombas



Gulf Harmony AW

Aceite Hidráulico Antidesgaste de Alto Desempeño

Descripción del Producto

Gulf Harmony AW son una serie de aceites lubricantes hidráulicos antidesgaste de alto desempeño desarrollados para sistemas hidráulicos de alta presión que operan desde moderadas hasta muy severas condiciones de trabajo en unidades de servicio industrial o de servicio móvil. Estos aceites son formulados con aceites bases de alta calidad y un paquete de aditivos de desempeño cuidadosamente seleccionado, para proporcionar excelente protección contra la degradación por oxidación, contra la herrumbre, la corrosión y el desgaste. También poseen control superior antiespumante, separabilidad del agua y rápida eliminación del aire. Estos productos exceden los requerimientos de desempeño de los estándares globales de la industria como: DIN 51524 parte 2-HLP, AFNOR NFE 48-803(HM) & ISO 11158 HM, y de la mayoría de los OEM internacionales como: Denison, FIVES Cincinnati (Anteriormente MAG IAS, LLC) & Eaton (Vickers).

Características y Beneficios

- Excelente estabilidad termo-oxidativa, controla la formación de lodos y barnices, y mejora la vida del aceite.
- Excepcional propiedad antidesgaste prolonga la vida útil de la bomba y de los componentes, reduciendo los costos de mantenimiento.
- Superior demulsibilidad, ayuda en la separación rápida del agua y el aceite, y resiste la formación de emulsiones.
- Inhibidores especiales de herrumbre y de corrosión protegen los componentes multimetálicos aún en presencia de humedad.
- La propiedad de liberar aire rápidamente minimiza la posibilidad de cavitación de la bomba, lo que permite una operación libre de problemas.
- Compatible con materiales multimetálicos y sellos comúnmente utilizados en sistemas hidráulicos.

Aplicaciones

ISO VG 22 hasta ISO VG 100

- Sistemas Hidráulicos operando bajo condiciones moderadas a severas en servicio móvil y servicio industrial.
- Sistemas hidráulicos antiguos con problemas de fuga de aceite y donde se requiere un fluido hidráulico rentable y de protección completa.
- Sistemas móviles de transmisión de potencia hidráulica y de lubricación general de maquinaria.

ISO VG 150 hasta ISO VG 220

- Recomendado para una amplia variedad de las siguientes aplicaciones industriales que requieran de aceites del tipo antidesgaste:
 - Sistemas de circulación de aceite
 - Lubricación de cojinetes planos y antifricción.
 - Conjuntos de engranajes.
 - Lubricación de maquinaria en general.

Las propiedades mencionadas arriba son las típicas, variaciones menores que no afectan el desempeño del producto, se esperan en la fabricación normal. La información anterior basada en antecedentes del grado únicamente y no debe interpretarse como garantía de desempeño. Siga las recomendaciones del fabricante del equipo por el nivel de rendimiento y grado de viscosidad. La Hoja de Datos de Seguridad para este producto está disponible desde su Distribuidor Gulf más cercano.

Aspetrol Fabricantes del Perú SAC

Calle 25 N°125, Piso 2, Urb. Córpor, San Isidro, Lima, Perú - Teléfono 51 1 220-3300, Fax 51 1 220-3100



Especificaciones, Aprobaciones y Propiedades Típicas

| Especificaciones | | | | | | | | |
|---|-------------------|-----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Grado de Viscosidad ISO | | 22 | 32 | 46 | 68 | 100 | 150 | 220 |
| DIN 51524 Parte 2 HLP | | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | |
| ISO 11158-HM | | ✓ | | | | ✓ | ✓ | |
| AFNOR NFE 48-603 (HM) | | ✓ | | | | ✓ | ✓ | |
| FIVES Cincinnati (Antes MAG IAS, LLC) | | | P-68 | P-70 | P-69 | | | |
| Denison HF-0, HF-1, HF-2 | | | ✓ | ✓ | ✓ | | | |
| Eaton (Vickers) M-2950-S, I-286-S | | | ✓ | ✓ | ✓ | | | |
| Propiedades Típicas | | | | | | | | |
| Prueba | ASTM | Valores Típicos | | | | | | |
| Viscosidad a 40°C, cSt | D445 | 22.0 | 32.6 | 46.6 | 69.0 | 98.2 | 150 | 220 |
| Viscosidad a 100°C, cSt | D445 | 4.4 | 5.6 | 6.8 | 8.8 | 10.9 | 14.6 | 18.7 |
| Índice de Viscosidad | D2270 | 110 | 105 | 100 | 100 | 98 | 95 | 96 |
| Punto de Inflamación, °C | D92 | 200 | 220 | 232 | 242 | 254 | 260 | 266 |
| Punto de Fluidez, °C | D97 | -24 | -24 | -21 | -21 | -15 | -15 | -12 |
| Prueba de Herrumbre | DB65A/B | Pasa | Pasa | Pasa | Pasa | Pasa | Pasa | Pasa |
| Prueba de Emulsión, a 54°C, 30/máx | D1401 | Pasa | Pasa | Pasa | Pasa | | | |
| a 82°C, 30/máx | D1401 | | | | | Pasa | Pasa | Pasa |
| Prueba de Espuma, después 10', todas las secuencias | D892 | Nil | Nil | Nil | Nil | Nil | Nil | Nil |
| FZG, etapa de falla, mínimo | DIN 51354 Parte 2 | — | 11 | 11 | 11 | 11 | 11 | 11 |
| Densidad a 15°C, kg/L | D4052 | 0.858 | 0.858 | 0.858 | 0.875 | 0.881 | 0.890 | 0.897 |

2019.06

Las propiedades mencionadas arriba son las típicas, variaciones menores que no afectan el desempeño del producto, se esperan en la fabricación normal. La información anterior basada en antecedentes del grado únicamente y no debe interpretarse como garantía de desempeño. Siga las recomendaciones del fabricante del equipo por el nivel de rendimiento y grado de viscosidad. La Hoja de Datos de Seguridad para este producto está disponible desde su Distribuidor Gulf más cercano.

Aspetrol Fabricante del Perú SAC
Calle 25, N°135, Piso 2, Urb. Córpor, San Isidro, Lima, Perú - Teléfono 51 1 230-0380, Fax 51 1 230-3500

ANEXO 7. Monograma de capacidad de caudal - Parker

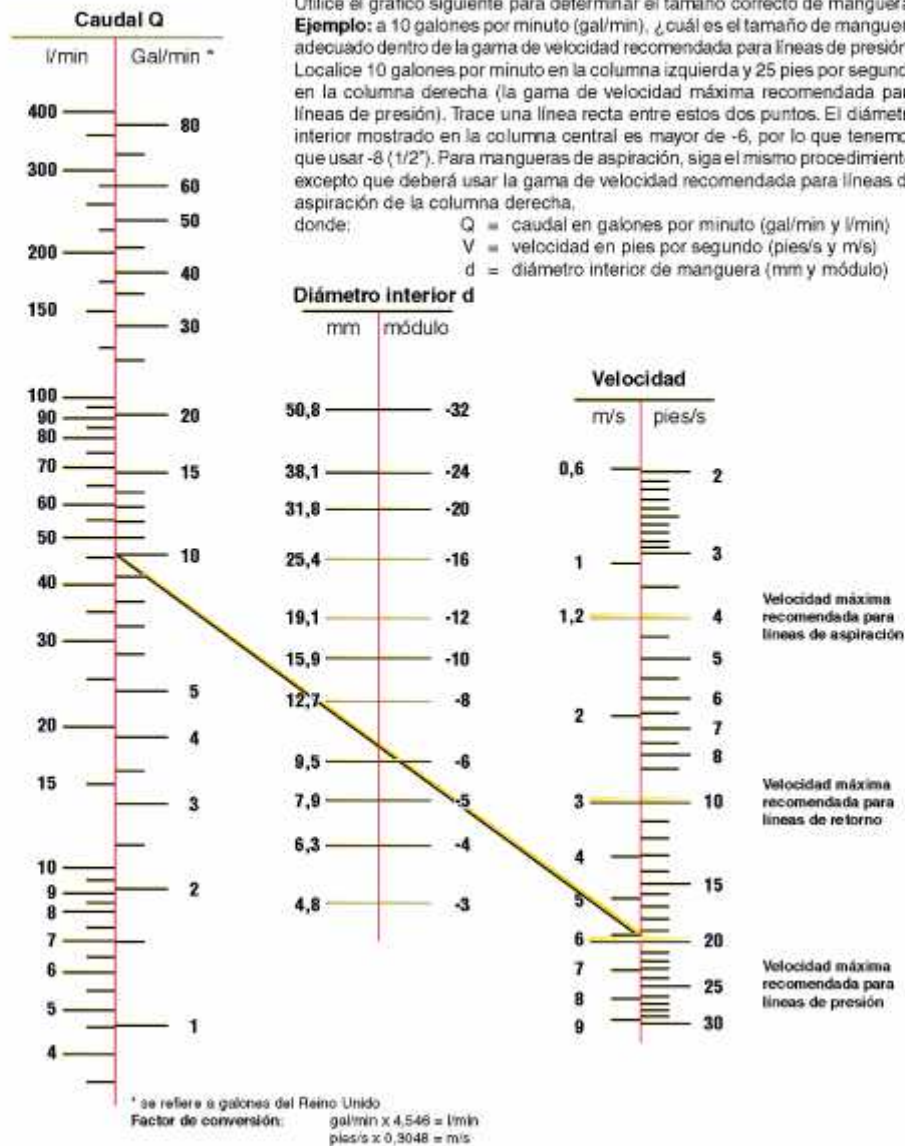
Nomograma de capacidad de caudal

Capacidades de caudal de la manguera Parker a las velocidades de flujo recomendadas

Utilice el gráfico siguiente para determinar el tamaño correcto de manguera.

Ejemplo: a 10 galones por minuto (gal/min), ¿cuál es el tamaño de manguera adecuado dentro de la gama de velocidad recomendada para líneas de presión? Localice 10 galones por minuto en la columna izquierda y 25 pies por segundo en la columna derecha (la gama de velocidad máxima recomendada para líneas de presión). Trace una línea recta entre estos dos puntos. El diámetro interior mostrado en la columna central es mayor de -6, por lo que tenemos que usar -8 (1/2"). Para mangueras de aspiración, siga el mismo procedimiento, excepto que deberá usar la gama de velocidad recomendada para líneas de aspiración de la columna derecha,

donde:
 Q = caudal en galones por minuto (gal/min y l/min)
 V = velocidad en pies por segundo (pies/s y m/s)
 d = diámetro interior de manguera (mm y módulo)



* Las velocidades recomendadas son conformes a fluidos hidráulicos de una viscosidad máxima de 315 S.S.U. a 38°C, funcionando a temperaturas ambiente entre 18°C y 68°C.



ANEXO 8. Válvula limitadora de presión pilotada de alta presión

The Drive & Control Company

Rexroth
Bosch Group

Relief, pilot operated spool type

Common cavity, Size 10

VSPN-10A

04.12.08 - X - 85 - Z

RE 18318-08

Edition: 03.2016

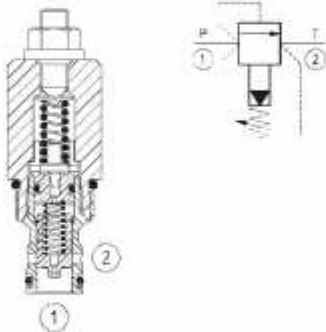
Replaces: 11.2015

1



Description

Flow is blocked from 1 to 2 until pressure increases to meet the selected valve setting, lifting the conical, pilot-stage poppet from its seat. This action exhausts oil above the main-stage piston (spool type), allowing it to shift and provide relief flow through 2 to tank. Pressure at 2 is additive to the relief setting of the valve.



Technical data

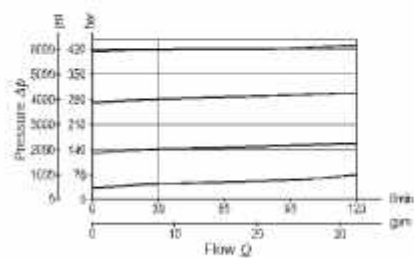
| | |
|---|--|
| Max. operating pressure port 1 (P) | 420 bar (6000 psi) |
| Max. pressure admitted port 2 (T) | 350 bar (5000 psi) for version 03 210 bar (3060 psi) for version 04 |
| Flow range | 3 - 120 l/min (1 - 32 gpm) |
| Max. internal leakage ¹⁾ | 200 cm ³ /min. (12 cu.in./min.) |
| Fluid temperature range | -30 to 100 °C (-22 to 212 °F) |
| Installation torque | 41 - 47 Nm (30 - 35 ft.lbs) |
| Weight ²⁾ | 0.21 kg (0.46 lbs) |
| Cavity | CA-10A-2N (see data sheet 18325-70) |
| Lines bodies and standard assemblies | Please refer to section "Hydraulic integrated circuit" or consult factory |
| MTTF ³⁾ | 150 years see data sheet 18350-51 |
| Seal kit ³⁾ | Code: R310A2010530100 material no: R901311366 |
| Fluids | Mineral-based or synthetics with lubricating properties at viscosities of 10 to 500 mm ² /s (cSt) |
| Recommended degree of fluid contamination | Nominal value max. 10µm (NAS 8) / ISO 4406 18/17/14 |
| Installation position | No restrictions |
| Other Technical Data | See data sheet 18350-50 |

¹⁾ Measured at 200 bar (2900 psi)

²⁾ Standard version X-03 type

³⁾ Only external seals for 10 valves

Characteristic curve



RE 18318-08/03.2016, Bosch Rexroth Oil Control S.p.A.

ANEXO 9. Válvula limitadora de presión pilotada de baja presión

The Drive & Control Company

Rexroth
Bosch Group

Relief, direct acting poppet type

Special cavity, 348

VS-5-CN

04.11.58 - X - 99 - Z

RE 18318-19

Edition: 03.2016

Replaces: 09.2009

1



Description

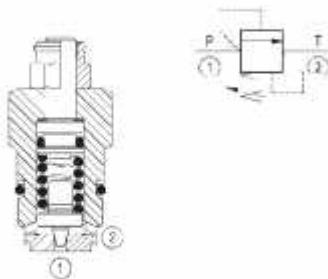
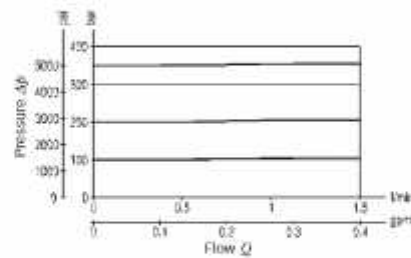
Flow is blocked from 1 to 2 until pressure increases to meet the selected valve setting, lifting the poppet from its seat and allowing relief flow through 2 to tank. Pressure at 2 is additive to the relief setting of the valve. The cartridge is suitable only for pilot or thermal relief applications.

Technical data

| | |
|---|--|
| Max. operating pressure | 460 bar (6600 psi) |
| Max. flow | 1.5 l/min (0.4 gpm) |
| Max. internal leakage ¹⁾ | 15 drops/min. |
| Fluid temperature range | -30 to 100 °C (-22 to 212 °F) |
| Installation torque | 27 - 33 Nm (20 - 24 ft-lbs) |
| Weight | 0.05 kg (0.11 lbs) |
| Special cavity | 348 (see data sheet 18325-75) |
| Lines bodies and standard assemblies | Please refer to section "Hydraulic integrated circuit" or consult factory |
| Seal kit ²⁾ | Code: R00348010520100 material no: R030001609 |
| Fluids | Mineral-based or synthetics with lubricating properties at viscosities of 10 to 500 mm ² /s (cSt) |
| Recommended degree of fluid contamination | Nominal value max. 10µm (NAS 8) / ISO 4406 19/17/14 |
| Installation position | No restrictions |
| Other Technical Data | See data sheet 18350-50 |

- 1) At 80% of pressure setting
2) Only external seals for 10 valves

Characteristic curve



RE 18318-19/03.2016, Bosch Rexroth Oil Control S.p.A.

ANEXO 10. Válvula lanzadera

Shuttle valve

RE 18205/07.12
Replaces: 05.09

1/6

Type MHSU

Size 2 and 3
Component series 1X
Maximum operating pressure 420 bar

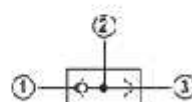
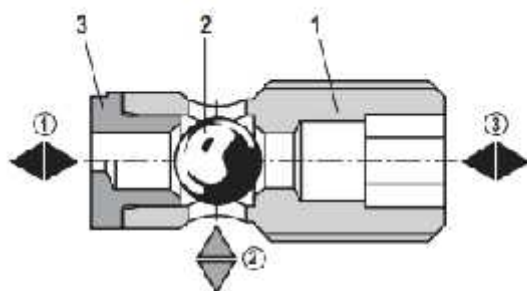


Function, section, symbol

The shuttle valve type MHSU is an isolator valve with two inputs ① and ③ as well as one output ②.

It basically comprises housing (1), ball (2) and pressed-in valve seat with/without orifice (3).

The input with the higher pressure is automatically connected with the joint output ② while the other input is blocked.



- ① = Input "A"
- ② = Output "B"
- ③ = Input "C"

Technical data (For applications outside these parameters, please consult us!)

| general | | | |
|---------------------------|---------|------------|-----------|
| Size | NG | 2 | 3 |
| Weight | g | approx. 5 | approx. 9 |
| Installation position | Any | | |
| Ambient temperature range | °C | -20 to +80 | |
| Surface protection | Without | | |

| hydraulic | | | |
|--|------------------------------|--|--|
| Maximum operating pressure | bar | 420 | |
| Maximum flow | l/min | see characteristic curves page 4 | |
| Hydraulic fluid | see table below | | |
| Hydraulic fluid temperature range | °C | -30 to +80 | |
| Viscosity range | mm ² /s | 10 to 380 | |
| Maximum permitted degree of contamination of the hydraulic fluid – cleanliness class according to ISO 4406 (c) | Class 20/18/15 ¹⁾ | | |
| Load cycles | 2 Mio | | |
| Leakage | Pressure drop from ① to ② | virtually leak-free | |
| | over thread from ③ to ② | Q _l ≤ 15 cm ³ /min (at 100 bar and v=32 mm ² /s ± 5 mm ² /s) | |

| Hydraulic fluid | Classification | Suitable sealing materials | Standards |
|-----------------|----------------------|----------------------------|------------|
| Mineral oils | HL, HLP | FKM | DIN 51524 |
| Bio-degradable | - Insoluble in water | FKM | VDMA 24568 |
| | - Soluble in water | FKM | |

Important information on hydraulic fluid:

- For more information and data on the use of other hydraulic fluids refer to data sheet 90220 or contact us!
- There may be limitations regarding the technical valve data (temperatures, pressure range, service life, maintenance intervals, etc.)!

► The flash point of the hydraulic fluids used must be 40 K higher than the maximum solenoid surface temperature.

► **Bio-degradable:** When using bio-degradable hydraulic fluids that are simultaneously zinc-solving, zinc may accumulate in the fluid.

¹⁾ The cleanliness classes specified for the components must be adhered to in hydraulic systems. Efficient filtration prevents malfunctions and at the same time prolongs the service life of components.
For the selection of the filters, see www.boschrexroth.com/ filter

Note!

The technical data was determined with a viscosity of $v = 41 \text{ mm}^2/\text{s}$ (HLP46, $\theta_{oil} = 40 \text{ }^\circ\text{C} \pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$).
The following documentation must be observed:
64020-B1 "Hydraulic valves for mobile applications"

ANEXO 11. Válvula reguladora de flujo

The Drive & Control Company

Rexroth
Bosch Group

Proportional valves pilot operated poppet type,
2-way flow regulator not compensated
Common cavity, Size 16

KSVS.3

KSVSR3AA / F - Y - V

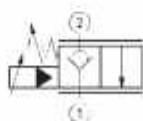
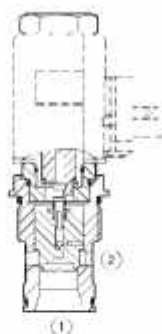
RE 18323-75
Edition: 03.2016



Technical data

| General | |
|--|---|
| Weight | 0.65 kg (1.4 lbs) |
| Installation position | Any |
| Ambient temperature range | -20 to 120 °C (-4 to 248 °F) |
| Salt spray test to DIN 50021 | 720 h |
| Hydraulic | |
| Max. operating pressure port 1, 2 | 350 bar (5075 psi) |
| Maximum Δp | 250 bar (3625 psi) |
| Nominal flow | 250 l/min, at 35 bar Δp (66 gpm at 508 psi Δp) |
| Max. internal leakage | 10 drops/min. (at $\Delta p=150$ bar, HLP46, $T_{oil}=40^{\circ}\text{C}$) |
| Fluid temperature range | -20 to 80 °C (-4 to 176 °F) |
| Fluids: Mineral based or synthetics with lubricating properties at viscosities of 15 to 380 mm ² /s (cSt) | |
| Recommended degree of fluid contamination | Nominal value max. 10µm (NAS 8) ISO 4406 19/17/14 |
| Cavity | CA 16A 2N see 18325-70 |
| Seal kit | material no. R961011032 |
| Load cycles | 2 Mio. |
| Electrical | |
| Type of voltage | DC voltage |
| Coil type | GP37 see 18325-90 |

Note: coils must be ordered separately.



4

ANEXO 12. Válvula direccional proporcional

The Drive & Control Company

Rexroth
Bosch Group

Proportional valves direct acting spool
4-way 3-position
Common cavity, Size 10

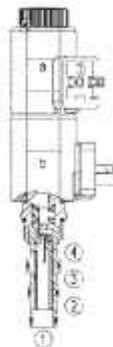
VEPS-10A-43

OD.14 - X - 78 - KP2 - Y - 00

RE 18324-66

Edition: 09.2016

Replaces: 05.2016

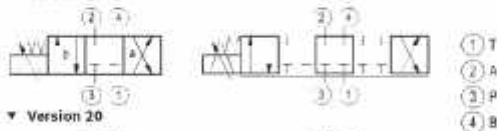


Technical data

| General | |
|--|--|
| Weight (with coils) | 0.85 kg (1.87 lbs) |
| Installation position | Any |
| Ambient temperature range | -40 to 110 °C (-40 to 230 °F) |
| Salt spray test to DIN 50021 | 720 h |
| Hydraulic | |
| Max. operating pressure port 2, 3, 4 | 350 bar (5075 psi) |
| Max. operating pressure port 1 | 250 bar (3625 psi) |
| Max. flow | 25 l/min. (7 gpm) |
| Max. internal leakage | < 60 ml/min. (with Δp=250 bar, HLP46, T _o = 40°C) |
| Fluid temperature range | -40 to 80 °C (-40 to 176 °F) |
| Fluids: Mineral-based or synthetics with lubricating properties at viscosities of 5 to 1000 mm ² /s (preferably 10 to 100 mm ² /s) | |
| Recommended degree of fluid contamination | Nominal value max. 10µm (NAS 8) ISO 4406 19/17/14 |
| Cavity | CA-10A-4N see 18325-70 |
| Seal kit | material no. R961005190 |
| Load cycles | 2 Mio. |
| Electrical | |
| Type of voltage | DC voltage |
| Coil type | GP37 see 18325-90 |

Note: coils must be ordered separately.

▼ Version 10



▼ Version 20



RE 18324-66/09.2016. Bosch Rexroth Oil Control S.p.A.

ANEXO 13. Unidad hidráulica de baja potencia



ENGINEERING YOUR SUCCESS.

Parker Hannifin Corporation
Hydraulic Pump and Power Systems Division
14249 Industrial Parkway
Marysville, OH 43040 USA
Phone: 937 644 4435
Fax: 937 642 3639

PARKER Hydraulic Pump and Power Systems D-Pak Low Profile Series

Hydraulic Power Units
PART Number: D50.9U10PB10

Interactive 3D graphic, click to activate and rotate

| Technical Data | |
|--|---|
| PN (Part No.) | D50.9U10PB10 |
| SERIES (Series) | D-Pak |
| C1 (Reservoir) | D5 |
| C2 (Pressure Control) | Omit - System Pressure Relief Valve Only |
| C3 (Pump Flow) | 0.9 GPM - 331-9110-267 Gear Pump |
| C4 (Check Box For No Motor) | NO CHECK |
| C5 (Electric Motor) | U1 - 1/2HP, 1725RPM, 56C, 1PH, TEFC |
| C42 (Size Of Motor To Be Used) | N/A |
| C6 (Manifold) | O - Pressure and Return Port Block w/ Relief Valve; SAE-10 "P"&"T" port |
| C7 (Station #1 Directional Control Valve) | N/A |
| C8 (Check Box For Flow Control On Station #1) | N/A |
| C9 (Check Box For Pilot Operated Check On Station #1) | N/A |
| C12 (Station #2 Directional Control Valve) | N/A |
| C13 (Check Box For Flow Control On Station #2) | N/A |
| C14 (Check Box For Pilot Operated Check On Station #2) | N/A |
| C17 (Station #3 Directional Control Valve) | N/A |
| C18 (Check Box For Flow Control On Station #3) | N/A |
| C19 (Check Box For Pilot Operated Check On Station #3) | N/A |
| C32 (Accessories) | P - Accessories |
| C33 (Return Heat Exchanger) | B1 - RM-08-2-2 (Air/Oil, .7HP rejection @ 3GPM, 5 PSI diff. @ 3 GPM) |
| C35 (Check Box For Pressure Filter) | NO CHECK |
| C37 (Check Box For Pump Outlet Check Valve) | NO CHECK |
| C38 (Check Box For Heat Exchanger) | NO CHECK |
| C39 (Return Filter) | O - 12AT10C (cellulose element, indicator gage, 15 PSI bypass, 12 GPM max.) |
| C40 (Combination Float/Temp. Switch) | Omit - No Float/Temp. Switch |



D-PAK Fixed Displacement Hydraulic Power Units - 0.9 - 2.7 GPM | #D50.9U10PB10

Parker D-Pak Hydraulic Power Units are ideal for many industrial applications. The space saving vertical style units are designed for quiet and leak-free operation. Available Parker filtration will help ensure a long service life.

[Ver página de la serie](#)
[Comparar Control electrónico](#)
[Imprimir](#)

Especificaciones técnicas

| | | | |
|--|---|--|---|
| Pressure Control: | Direct-System Pressure Relief Valve Only | Pump Flow: | 0.9 GPM - 231-RT10 267 Gear Pump |
| Check Back for No Motor: | FALSE | Electric Motor: | U - 1/2HP-170(MPM, S&O, VPH, TEFC) |
| Manifold: | 0 - Pressure and Return Port Block w/ Relief Valve, SAE-10 1/8" x 7/8" port | Accessories: | P - Accessories |
| Return Heat Exchanger: | S1 - RW-05 2.2 (A) (V)A, 7HP injection @ 20GPM, 2 PSI @ 11 @ 0 GPM | Check Box for Pressure Filter: | FALSE |
| Check Box for Pump Outlet Check Valve: | FALSE | Check Box for Heat Exchanger Bypass Check Valve: | FALSE |
| Return Filter: | 0 - 12AT150 (with) fuse element, indicator popout, 15 PSI bypass, 12 GPM (Max.) | Combination Float/Temp. Switch: | 0mm - No Float/Temp. Switch |
| Presión de trabajo máxima: | 8000 psi, 207 bar | Capacity: | 0.9-2.7 @ 1800rpm Gal/min, 3.4-10.2 @ 1800rpm L/min |
| Velocidad operativa: | 800-1000 RPM | Tipo de bomba: | External Gear |
| Peso: | ~140 lb, ~65 kg | Alimentación de entrada: | ~3 (3)1 |

[Safety Warning](#)

Dimensions:
 Top View: 212.8 (width), 111.1 (depth), 111.1 (height)
 Side View (Left): 212.8 (width), 111.1 (height), 111.1 (depth)
 Side View (Right): 212.8 (width), 111.1 (height), 111.1 (depth)

Disclaimers:
 Parker Hydraulic Power and Power Systems Division has a developed ability to product development and although the Company reserves the right to change specifications, it attempts to keep customers informed of any alterations. This publication is for general information only and customers are requested to contact our Division Sales Department for detailed information and advice on a product's suitability for specific applications. All products are sold subject to the company's [General Conditions of Sale](#).

D50.9U10PB10

Price: contact Parker

PDF DataSheet Powered by CADWAS PARTSOLUTIONS

ANEXO 14. Tipos de filtros preferidos - Rexroth

6/30 10TEN0040-1000; 10TE2000/2500 | Tank mounted return line filter

Preferred types

Filter rating 3 µm, 6 µm, 10 µm and 20 µm

| Filter type | Flow in l/min [gpm] with $v = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$ [142 SLG] and $\Delta p = 0.5 \text{ bar}$ [7.25 psi] ¹⁾ | Connection | Material no. | Connection | Material no. |
|------------------------------|---|------------|--------------|------------|--------------|
| 10TEN0040-H3XLA00-P2,2-M... | 23 [6.2] | ..R3 | R928041292 | ..U4 | R928041293 |
| 10TEN0063-H3XLA00-P2,2-M... | 35 [9.2] | ..R4 | R928041294 | ..U9 | R928041295 |
| 10TEN0100-H3XLA00-P2,2-M... | 52 [13.7] | ..R4 | R928041296 | ..U9 | R928041297 |
| 10TEN0160-H3XLA00-P2,2-M... | 105 [27.7] | ..R5 | R928041298 | ..S5 | R928041299 |
| 10TEN0250-H3XLA00-P2,2-M... | 160 [42.3] | ..R6 | R928041300 | ..S6 | R928041301 |
| 10TEN0400-H3XLA00-P2,2-M... | 290 [76.6] | ..S8 | R928041302 | ..S8 | R928041303 |
| 10TEN0630-H3XLA00-P2,2-M... | 410 [108.3] | ..S9 | R928041304 | ..S8 | R928041305 |
| 10TEN1000-H3XLA00-P2,2-M... | 660 [147.9] | ..S10 | R928041306 | ..S12 | R928041307 |
| 10TE2000-H3XLA00-P2,2-M... | 900 [237.7] | ..S12 | R928041308 | ..S10 | R928041309 |
| 10TE2500-H3XLA00-P2,2-M... | 1100 [290.8] | ..S12 | R928041310 | ..S10 | R928041311 |
| | | | | | |
| 10TEN0040-H6XLA00-P2,2-M... | 40 [10.6] | ..R3 | R928052853 | ..U4 | R928052854 |
| 10TEN0063-H6XLA00-P2,2-M... | 58 [15.3] | ..R4 | R928052855 | ..U9 | R928052856 |
| 10TEN0100-H6XLA00-P2,2-M... | 76 [20.1] | ..R4 | R928052857 | ..U9 | R928052858 |
| 10TEN0160-H6XLA00-P2,2-M... | 179 [47.3] | ..R5 | R928044990 | ..S5 | R928053224 |
| 10TEN0250-H6XLA00-P2,2-M... | 249 [65.5] | ..R6 | R928046782 | ..S6 | R928048118 |
| 10TEN0400-H6XLA00-P2,2-M... | 442 [116.8] | ..S8 | R928046816 | ..S9 | R928052860 |
| 10TEN0630-H6XLA00-P2,2-M... | 645 [144.0] | ..S9 | R928044949 | ..S8 | R928044930 |
| 10TEN1000-H6XLA00-P2,2-M... | 910 [240.4] | ..S10 | R928046825 | ..S12 | R928052861 |
| 10TEN2000-H6XLA00-P2,2-M... | 1310 [346.1] | ..S12 | R928052862 | ..S10 | R928052264 |
| 10TEN2500-H6XLA00-P2,2-M... | 1440 [380.4] | ..S12 | R928052863 | ..S10 | R928044973 |
| | | | | | |
| 10TEN0040-H10XLA00-P2,2-M... | 43 [11.3] | ..R3 | R928041271 | ..U4 | R928041272 |
| 10TEN0063-H10XLA00-P2,2-M... | 62 [16.4] | ..R4 | R928041273 | ..U9 | R928041274 |
| 10TEN0100-H10XLA00-P2,2-M... | 80 [21.2] | ..R4 | R928041275 | ..U9 | R928041276 |
| 10TEN0160-H10XLA00-P2,2-M... | 190 [50.2] | ..R5 | R928041277 | ..S5 | R928041278 |
| 10TEN0250-H10XLA00-P2,2-M... | 260 [68.7] | ..R6 | R928041279 | ..S6 | R928041280 |
| 10TEN0400-H10XLA00-P2,2-M... | 480 [121.5] | ..S8 | R928041281 | ..S9 | R928041282 |
| 10TEN0630-H10XLA00-P2,2-M... | 560 [147.9] | ..S9 | R928041283 | ..S8 | R928041284 |
| 10TEN1000-H10XLA00-P2,2-M... | 970 [256.2] | ..S10 | R928041285 | ..S12 | R928041286 |
| 10TE2000-H10XLA00-P2,2-M... | 1350 [356.6] | ..S12 | R928041288 | ..S10 | R928041289 |
| 10TE2500-H10XLA00-P2,2-M... | 1450 [383.0] | ..S12 | R928041290 | ..S10 | R928041291 |
| | | | | | |
| 10TEN0040-H20XLA00-P2,2-M... | 62 [16.4] | ..R3 | R928041199 | ..U4 | R928041200 |
| 10TEN0063-H20XLA00-P2,2-M... | 80 [21.2] | ..R4 | R928041201 | ..U9 | R928041202 |
| 10TEN0100-H20XLA00-P2,2-M... | 95 [25.1] | ..R4 | R928041203 | ..U9 | R928041204 |
| 10TEN0160-H20XLA00-P2,2-M... | 260 [68.7] | ..R5 | R928041205 | ..S5 | R928041206 |
| 10TEN0250-H20XLA00-P2,2-M... | 320 [84.5] | ..R6 | R928041208 | ..S6 | R928041209 |
| 10TEN0400-H20XLA00-P2,2-M... | 560 [147.9] | ..S8 | R928041210 | ..S9 | R928041211 |
| 10TEN0630-H20XLA00-P2,2-M... | 630 [166.4] | ..S9 | R928041223 | ..S8 | R928041224 |
| 10TEN1000-H20XLA00-P2,2-M... | 1270 [335.8] | ..S10 | R928041225 | ..S12 | R928041226 |
| 10TE2000-H20XLA00-P2,2-M... | 1600 [422.7] | ..S12 | R928041228 | ..S10 | R928041229 |
| 10TE2500-H20XLA00-P2,2-M... | 1680 [443.8] | ..S12 | R928041230 | ..S10 | R928041231 |

¹⁾ An appropriate differential pressure via the filter and measuring device according to ISO 3968. The differential pressure measured on the maintenance indicator is lower.

ANEXO 15. Sensor de velocidad - Rexroth

The Drive & Control Company

Rexroth
Bosch Group

Speed sensor DSM series 10

RE 95 132
Edition: 05.2016
Replaces: 12.2015



► Hall-effect sensor for contactless speed sensing

Features

- Direction of rotation detection
- Diagnostic signals
 - Standstill recognition
 - Critical air gap
 - Critical installation position
- Detects even low speeds
- Specially developed for the tough requirements of mobile applications
- Automotive quality
- Simple installation without adjustment work
- Current interface
- Type of protection IP68K

Inhalt

| | |
|---|----|
| Ordering code | 2 |
| Description | 2 |
| Technical data | 3 |
| Output signals | 4 |
| Application on controllers | 7 |
| Dimensions | 8 |
| Connector | 9 |
| Notes on installation | 10 |
| Gear specifications | 11 |
| Standard gear | 12 |
| Manufacturer confirmation of DSM MTF _r -values | 13 |
| Safety instructions | 15 |

3

Technical data

| Type | DSM1-10 | |
|--|---|---------|
| Nominal voltage | 12 V | |
| Sensor operating voltage (U_{Sensor}) | 4.5 V to 20.0 V | |
| Current consumption | Maximum 16.8 mA | |
| Sensor current | | |
| I_{low} | 7 mA $\pm 20\%$ | |
| I_{high} | 14 mA $\pm 20\%$ | |
| Signal ratio $I_{\text{high}} / I_{\text{low}}$ | > 1.9 | |
| Tooth frequency | up to 5 kHz ¹⁾ | |
| Signal frequency (= Tooth frequency x 2) | up to 10 kHz ¹⁾ | |
| Measurement distance | typically 1.5 to no more than 3 mm ²⁾ | |
| Direction of rotation signal | PWM-Signal (see page 4) | |
| Electromagnetic compatibility EMC | | |
| Stripline (DIN 1145 2-5) | 1 MHz to 400 MHz | 200 V/m |
| Free field (DIN 1145 2-2) | 200 MHz to 1 GHz | 150 V/m |
| Overvoltage resistance | 24 V, 10 + 5 min | |
| Reverse polarity protection | | |
| Reverse polarity current | ≤ 195 mA Protective circuit must be provided in controller or externally! | |
| Vibration resistance (IEC 60068-2-34) | | |
| Random-shaped vibration | 0.05 g ² /Hz 20 to 2000 Hz | |
| Shock resistance (IEC 60068-2-27) | 1000 m/s ² , 6 ms, 12x in each direction (positive/negative) | |
| Resistance to salt spray (DIN 50 021-55) | 368 h | |
| Type of protection (DIN 40 050-9) | IP60K | |
| Operating temperature range | | |
| Sensor zone | -40 °C to +150 °C | |
| Cable zone | -40 °C to +115 °C | |
| Storage temperature range (IEC 68-2-1 Aa, IEC 68-2-2 Ba) | -40 °C to +50 °C | |
| Materials | Housing: Polyamide heat stabilized Cable: Cover insulation Polyurethane elastomer 95 \pm 5 shore A Bushing: Brass | |
| Weight | 65 g | |
| Installation position | see page 10 | |
| Pressure resistance of measuring surface | 5 bar | |

1) Tooth frequencies greater than 2500 Hz may have an effect on jitter and magnetic thresholds.

2) Optimum air gap strongly dependent on application (magnetic field, gear material, ...)

ANEXO 16. Sensor de Presión - Rexroth

The Drive & Control Company

Rexroth
Bosch Group

BODAS Pressure sensor PR4 series 10

RE 95156
Edition: 12.2015



- ▶ Measurement range
0 to 280 bar
0 to 420 bar and
0 to 600 bar
- ▶ Ratiometric output signal 0.5 to 4.5 V with 5 V supply voltage
- ▶ Type of protection IP67 and IP69K

Features

- ▶ Thin-film measurement principle
- ▶ Compact dimensions for all pressure ranges
- ▶ Shock and vibration resistant
- ▶ EMC characteristics better than 150 V/m
- ▶ High resistance to pressure spikes
- ▶ Very good resistance to temperature shock
- ▶ High accuracy over the complete measuring range
- ▶ Maximum tightening torque: 45 Nm

Contents

| | |
|---------------------------|---|
| Ordering code | 2 |
| Description | 2 |
| Technical data | 3 |
| Characteristics | 4 |
| Dimensions | 4 |
| Connector Bosch Compact | 5 |
| Installation instructions | 6 |
| Safety instructions | 7 |

3

Technical data

| Type PR4 | 200 GB05 | 420 GB05 | 600 MB05 |
|--|---|--------------|--------------|
| Measurement range | 0 to 200 bar | 0 to 420 bar | 0 to 600 bar |
| Overload limit ¹⁾ | 400 bar | 560 bar | 800 bar |
| Bursting pressure ²⁾⁴⁾ | 2500 bar | 3750 bar | 5250 bar |
| Output signal | 0.5 V to 4.5 V, ratiometric | | |
| Supply voltage $U_{s, nom}$ | 5 V \pm 0.25 V | | |
| Maximum supply voltage | 18 V (maximum 1 h) | | |
| Connector | Bosch Compact 1.1a | | |
| Short circuit signal output to GND or supply (maximum 8 h) with supply at the same time of U_s at $U_{s, var}$ | 0 to 18 V | | |
| Sensor output impedance $R_{d, tactical}$ at $0.1 U_s < U_{out} < 0.9 U_s$ | typical: 5 Ω maximum: 10 Ω | | |
| Current consumption | | | |
| Typical at 5V supply voltage | 12 mA | | |
| Maximum without load | \leq 15 mA | | |
| Maximum at reverse connection | 260 mA | | |
| Parts contacting measuring cell materials | X5CrNiCuNb16-4 | | |
| Housing material | PBT-GF30/CfNi steel | | |
| Response time (10 to 90%) | \leq 1.0 ms | | |
| Overall accuracy | \pm 1.5 %, refer to table "tolerance over temperature, pressure and life time" | | |
| Medium temperature range ³⁾ | -40 °C to +150 °C | | |
| Ambient temperature range | -40 °C to +100 °C | | |
| Storage temperature range | -30 °C to +60 °C at 0 to 80 % relative humidity and 5 years | | |
| Transportation conditions | | | |
| Conditions deviating from the storage conditions are allowed for the transport: | | | |
| Duration, max. 48 h temperature | -40 °C to +80 °C | | |
| Relative humidity | 0 % to 80 % | | |
| CE conformity | Pressure vessel directive 97/23/EC UN ECE 10 Rev4 and ISO 11452-2, -4, -5 as well as according to IEC 61000 | | |
| Service life | 10000 operating hours or 10 years | | |
| Pressure cycles over service life | 10 million cycles | | |
| Shock resistance | 50 g (DIN EN 60068-2-27, 11 ms), 500 g (DIN EN 60068-2-27, 1 ms) | | |
| Vibration resistance | | | |
| Amplitude of the deflection | \pm 0,35 mm in the range 70 Hz to 147 Hz | | |
| Amplitude of the acceleration | $a = 300 \text{ m/s}^2$ in the range 147 Hz to 1350 Hz $a = 250 \text{ m/s}^2$ in the range 1350 Hz to 2000 Hz | | |
| Frequency change | 0.5 octave/min | | |
| Duration of excitation | 100 h in each spatial direction with the same test specimen | | |
| Drop test | Controlled drop from 1 m height onto concrete in accordance with ISO 16750-3. One drop event per axial direction. | | |
| Electromagnetic compatibility EMC | | | |
| BCI up to 200 mA | open and closed loop according ISO 11452-4 up to 400 MHz. | | |
| Antenna > 150 V/m | according ISO 11452-2 from 200 MHz - 3.2 GHz | | |
| Electrical protection | Protection from voltage reversal, short circuits and undervoltage; protection from overvoltage in the defined supply voltage range | | |
| Type of protection with installed mating connector | IPX5K and IPX5K according to ISO 20653 (2006-08-15) | | |
| Weight approx. | G 1/4: 48 g, M14: 52 g | | |

1) maximum 15 minutes at P_0 to $P_{s, var}$
 2) maximum 15 minutes at P_0 to $P_{s, var}$
 3) 150 °C: 250 h over life time

4) The specified bursting pressure is valid for the device only.
 This value does not include the mechanical interface - the thread between the sensor and the hydraulic component


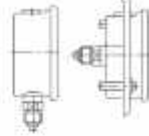
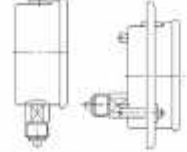
3


ANEXO 17. Manómetro - Rexroth

RE 50205/01.07 | ABZMM

Hydraulics | Bosch Rexroth AG 5/10

Technical data (for applications outside these parameters, please consult us!)

| Size | DN40 | DN63 | DN100 |
|--------------------------------------|---|--|---|
| Form |  |  |  |
| Accuracy class to DIN EN 837 | 2.5 | 1.5 | 1.0 |
| Max. indication | See selection table on page 2 | See selection table on page 3 | See selection table on page 4 |
| Application range: | | | |
| - Constant loading | 3/4 x scale value | 3/4 x scale value | 1.0 x scale value |
| - Fluctuating loading | 2/3 x scale value | 2/3 x scale value | 0.9 x scale value |
| Overpressure protection | 1.0 x scale value (briefly) | 1.0 x scale value (briefly) | 1.3 x scale value (briefly) |
| Permissible temperature range: | | | |
| - Ambient °C [°F] | -20 to +60 [-4 to +140] | -20 to +60 [-4 to +140] | -20 to +60 [-4 to +140] |
| - Measured material (medium) °C [°F] | -20 to +60 [-4 to +140] | -20 to +60 [-4 to +140] | -20 to +60 [-4 to +140] |
| Pressure gauge material: | | | |
| - Housing | Stainless steel 1.4301 bright | Stainless steel 1.4301 bright | Stainless steel 1.4301 bright |
| - Flat front ring | Stainless steel 1.4301 bright | Stainless steel 1.4301 bright | Stainless steel 1.4301 bright |
| - Sight-glass | Flexiglass | Flexiglass | Flexiglass |
| - Scale | Al white, lettering black | Al white, lettering black | Al white, lettering black |
| - Pointer to DIN EN 837 | Al black | Al black | Al black |
| - Mechanism | CuZn (Ms) | CuZn (Ms) | CuZn (Ms) |
| - Measuring element | Cu alloy up to 40 bar Bourdon tube, from 60 bar on helical spring | Cu alloy up to 40 bar Bourdon tube, from 60 bar on helical spring | Cu alloy up to 60 bar Bourdon tube, from 100 bar on 1.4571 helical spring |
| Connection to DIN EN 837-1 | G1/4B | G1/4B | G1/2B |
| Material | CuZn (Ms) | CuZn (Ms) | CuZn (Ms) |
| Filled with | Glycerine (filling level = 90 %) | Glycerine (filling level = 90 %) | Glycerine (filling level = 90 %) |
| Mounting clamp | - | Steel, galvanized | Steel, galvanized |
| Indication accuracy of scale value % | 2.5 | 1.5 | 1.0 |
| Weight kg [lbs] | 0.11 [0.24] | 0.2 [0.44] | 0.8 [1.76] |

 **Attention!** For temperatures from -40 to +60 °C [-40 to +140 °F] silicon-filled pressure gauges must be used.

Resistance (all sizes)

| | | |
|--|--------------------------------------|-----------|
| - Hydraulic fluids: | | Resistant |
| • Mineral oils | Mineral oils HLP to DIN 51524 | |
| • Flame-retardant hydraulic fluids | Watery solutions HFC | |
| | Phosphate esters HFD-R to VDMA 24317 | |
| | Organic esters HFD-U | |
| • Fast bio-degradable hydraulic fluids | Triesters (rape seed oil) HETG | |
| | Synthetic esters HEES to VDMA 24568 | |
| | Polyglycole HEPG | |
| • Water | Water | |
| - Gases | Nitrogen (other gases on request) | |

ANEXO 18. Display - Rexroth

The Drive & Control Company

Rexroth
Bosch Group

BODAS DI4-mid display Series 10

RE 95272

Edition: 06.2016

Replaces: 04.2016



- ▶ 7" color display with 800 × 480 pixels
- ▶ iMX6 Solo processor, 800 MHz
- ▶ 2 GB flash memory and 256 MB RAM
- ▶ Interfaces:
 - 2× CAN 2.0B
 - 1× USB 2.0
 - 3× digital/analog inputs
 - 2× digital outputs
 - 2× analog video inputs (PAL, NTSC)
- ▶ Integrated ambient light sensor
- ▶ 4× status-LEDs (1× multi-color, 3× single color)
- ▶ Real-time clock with power reserve (500 h)

Features

- ▶ Freely programmable visual HMI
 - Display composition-contents, operating element function and behavior with CODESYS V3.5 development environment
 - Variable lighting of operating elements and icons (color, intensity)
- ▶ Intuitive operation of the DI4-mid
 - Ergonomic buttons and push-turn control with haptic feedback
 - Acoustic feedback via integrated loudspeaker / Audio out
- ▶ Flexible installation in the cab
 - Alignment in 90° steps is possible
 - Standalone (RAM Mount® or customer-specific solution)
 - Integrated into the dashboard (assembly frame)
- ▶ Integration of BODAS-service functions
 - Search function for connected BODAS RC controllers in the CAN bus network
 - Representation and configuration of parameters and process variables
 - Representation of active and stored faults
 - Flashing of BODAS RC controllers via the DI4-mid
- ▶ DI4-mid professional version
 - Touchscreen
 - Bluetooth (hardware prepared, software drivers in development)
 - Ethernet

Content

| | |
|---------------------------------------|----|
| Type code | 2 |
| Description | 2 |
| Technical data | 5 |
| DI4-mid dimensions | 7 |
| Connection diagram | 8 |
| Overview functions | 9 |
| Connector pinning on the display | 10 |
| Accessories | 11 |
| Additional offer and sales conditions | 15 |
| Safety instructions | 16 |

4

RE 95272/06.2016. Bosch Rexroth AG

Technical data

| Type | | DI4-M-STD | DI4-M-PRO |
|--|--|--|---|
| Nominal voltage | | 12 V and 24 V (nach ISO 16750) | |
| Operating range | | 9 V bis 32 V | |
| Power consumption | | 16 W | |
| Fuses | | 5 A | |
| Interfaces | CAN 2.0 B (ISO11898) | 2 | |
| | USB 2.0 | via wiring harness | |
| | Bluetooth 2.1 | - | Hardware prepared, software drives in development |
| | Ethernet 10/100 Mbit/s, IEEE 802.3 | - | Fitted |
| Signal inputs | Input 1 (frequency input) | 0 to 14 V, 4 to 20 mA, max. 10 kHz | |
| | Input 2 | 0 to 14 V, 4 to 20 mA | |
| | Input 4 | 0 to 14 V, 4 to 20 mA | |
| Digital signal outputs | | 2 × 12 V, 300 mA | |
| Indicator signals | Monochrome LED | 3 (red, green and yellow) | |
| | Multi-color LED | Fitted | |
| | Speaker | Fitted Possible volume in 1 mtr. distance from integrated speaker: test tone 3 kHz: 95,2 dB, test tone 1 kHz: 86,2 dB | |
| | Audio out | 1 Either audio out or the integrated speaker can be operated | |
| Control elements | Push-turn control | 15 increments at 360 degree, endless, illuminated | |
| | Hardkeys | 2, operating modes programmable, illuminated | |
| | Softkeys | 12, operating modes programmable, illuminated | |
| | Touch display, capacitive | - | Fitted |
| Video | Video interface | PAL, NTSC | 2 |
| | Camera voltage supply | | 12 V maximum 500 mA |
| Real time clock | | Power reserve approx. 500 h (Goldcap) - deviation <0.5 s/day | |
| Light sensor | | available | |
| Short circuit resistance when display is powered | | against supply voltage and ground for all inputs and outputs with the exception of the USB data pins (maximal 6 Volt) | |
| Reverse polarity protection | | Power supply / battery | |
| Microcontroller | | MX6 Solo, 800 MHz | |
| Memory | RAM | 256 MByte | |
| | Flash | 2 GByte | |
| | EEPROM | 64 Mbyte | |
| Operating system | | Linux + CodeSys RTS | |
| Programming | | Codesys V3.5 | |
| Display | | 800 × 480 Pixel, RGB 256k | |
| Backlighting | Brightness | typical 400 cd/m ² , maximum 500 cd/m ² | |
| Key illumination, Push-turn control | Color | variabel | |
| | Brightness | variabel | |
| Display diagonal | | 7" | |
| Electromagnetic compatibility | | UN ECE 10 Rev. 4, DIN EN 12895, DIN 12999, DIN 13309, ISO 13706, EN ISO 14982 | |
| Electrostatic discharge | ISO 10605 | 8 kV direct contact discharge, 15 kV air discharge | |
| Vibration resistance | Broadband noise oscillations (ISO 16750-3) | 32 h per axis, as per ISO 16750-3 profile | |
| Shock resistance | Transport shock (DIN EN 60068-2-27) | a = 400 m/s ² ; t = 6 ms, 4000 cycles = 3 axes | |

ANEXO 19. Medidor electrónico de flujo - Parker

Electronic Flow Meters

Code 5050

The Parker Conflow Code 5050 - electronic flow meter gives a linear electrical signal corresponding to the volume rate of flow of fluid in the pipeline or system in mining and quarrying applications.

The principle of operation is based on the Parker Conflow Code 452 flowmeter. In this case the moving magnet causes a Hall Effect Diode to produce a signal dependent on the strength of the magnetic flux around it. In this way the flow of fluid through the meter is transduced to a directly proportional electronic signal. The unit incorporates an on board LCD display showing rate, pressure and temperature.

The transducer is also compatible with a wide range of instruments, data loggers, display devices and outstations to provide remote display of fluid flow, fluid temperature and totalization of flow with respect to time.



Electronic Flow Meter

Measurement
& Control - Flow

Markets

- Quarrying
- Mining

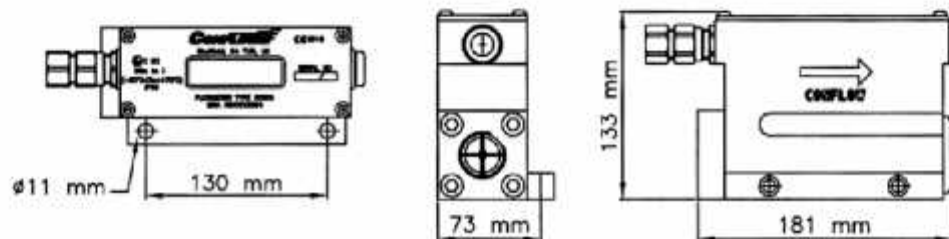
Features/Benefits

- ½", ¾", 1" & 1 ¼" sizes available
- Maximum working pressure 400 Bar
- 4 – 20mA or 0.4 – 2 Vdc flow output versions
- Accuracy 1.5% of FSD (1%, 0-80°C)
- Cable Gland Entries
- I.S. Approved - Cert. ATEX 05ATEX2294, IECEX SIR05.0061, AN2Ex D6.3032x
- Unit available with or without pressure transducer

Applications

- Monitoring water or oil flows to the various systems on coal cutting machines, AFC gearboxes and roof bolting machinery
- Monitoring water lines for dust suppression, motor cooling, ITP systems and fire fighting

Specifications



60

ANEXO 20. Pasos para el testeo de una bomba de pistones axiales

1. Antes de empezar con la comprobación de parámetros de operación de la bomba oleo hidráulica verificar el sistema, así como lo son el nivel de aceite hidráulico, ajuste de mangueras, cerciorarse de los instrumentos de medida estén en óptimas condiciones. En otras palabras, realizar una breve caracterización y familiarización con el prototipo.
2. Revisar niveles de refrigerante, aceite de motor, revisar filtro de aire, conexión de baterías, etc. del medio motriz externo.
3. Hacer de conocimiento de lo que se va realizar con el elemento a testear, a las personas que acompañaran en el testeo.
4. Adquirir la información necesaria para testear la bomba hidráulica entre estos las presiones, caudal, velocidad de giro, etc. (parámetros operacionales).
5. Verificar el sentido de giro de la bomba oleohidráulica, luego proceder al montaje de esta en la estructura del prototipo probador.
6. Montar mangueras hidráulicas tanto la de succión como las de retorno, así también montar los instrumentos necesarios para la medición y lectura de parámetros operacionales.
7. Como es el caso y paso adicional para las bombas de pistones axiales de caudal variable, se debe colocar, el elemento (gato hidráulico acoplado con una manguera) para la variación del caudal a través del plato basculante.
8. Dar arranque al medio motriz externo (motor de combustión interna).
9. Realizar una inspección rápida por sin una fuga hidráulica u algún elemento flojo o que necesite ser reajustado si en caso lo requiera.
10. Apagar el motor para acondicionar la manguera de retorno para hacer la medición del caudal de bomba hidráulica. Caudal a medir 60gal/min.
11. Medir el caudal de carcaza para ello se requiere apagar el motor, colocar la manguera de retorno o de entrega de la bomba que se extrajo para medir el

caudal de entrega de la bomba. El caudal de carcaza debe estar por debajo de los 2 gal/min.

12. Dar arranque nuevamente el motor y realizar la medición del caudal, esta debe estar en 60 gal/min.
13. Ajustar la velocidad del motor de combustión a 1200 rpm.
14. Tomar lectura del manómetro encargado de indicar la presión baja de descarga de respaldo que debe de ser aproximadamente 3350 ± 750 kPa ($485,9 \pm 108,8$ lb/pulg²).
15. Paso seguido realizar la lectura del manómetro encargado de medir la presión marginal, estando el motor a 1200 rpm y aplicando carga (realización del calado); esta presión debe de estar entre 1.700 ± 200 kPa (250 ± 30 lb/pulg²).

ANEXO 21. Resultado de la toma de datos a una bomba de pistones axiales

TOMA DE DATOS PARA OBTENCION DE CURVAS CARACTERITICAS

DATOS DE LA BOMBA

| | |
|---------|-------------------------------------|
| TIPO: | Pistones axiales de caudal variable |
| MARCA: | Danfoss |
| MODELO: | LPV30 |
| FECHA: | 19/11/20 |
| P_NOM: | 210 |
| Q_NOM: | 50 |
| PESO: | 28 |

| ITEM | VELOCIDAD DE GIRO (RPM)* | NIVEL DE CIERRE* | CAUDAL DE FUGA (L/min) | PRESION A (BAR)** | PRESION B (BAR)** | PRESION MARGINAL (BAR) | CAUDAL (L/min) |
|------|--------------------------|------------------|------------------------|-------------------|-------------------|------------------------|----------------|
| 1 | 1800 | 0 | 2 | | | 0 | 50 |
| 2 | 1797 | | 2 | | | 60 | 45 |
| 3 | 1800 | | 2.1 | | | 115 | 40 |
| 4 | 1798 | | 2.3 | | | 130 | 39 |
| 5 | 1790 | | 2.3 | | | 150 | 38 |
| 6 | | | | | | | |
| 7 | | | | | | | |
| 8 | | | | | | | |
| 9 | | | | | | | |
| 10 | | | | | | | |
| 11 | | | | | | | |
| 12 | | | | | | | |
| 13 | | | | | | | |
| 14 | | | | | | | |
| 15 | | | | | | | |

Nota:

P_NOM: Presión nominal de catalogo (bar)

Q_NOM: Caudal nominal de catalogo (L/min)

* Si la prueba se realiza a una sola velocidad colocar el mismo valor en cada ITEM

** El nivel de cierre se refiere al ángulo de basculamiento que se hace manualmente a la bomba

*** Para las bombas bidireccionales para transmisiones hidroestáticas tomar datos para ambas conexiones (A y B)

*** Para bombas unidireccionales llenar solo columna (A o B)