

Rediseño y construcción del banco hidráulico REXROTH ubicado en el laboratorio de potencia fluida de la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander

Jesús David Blanco Diaz y Jorge Andrés Suárez Vargas

Trabajo de Grado para Optar al Título de Ingeniero Mecánico

Director

PhD. Carlos Borrás Pinilla

Codirector

MSc. Helio Sneyder Esteban Villegas

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2024

## **Dedicatoria**

A mis padres: Pedro, Nancy y Yaneth, que con su amor, comprensión y apoyo siempre hicieron hasta lo imposible para cuidar a su familia y hacer de sus hijos unos grandes seres humanos.

A mi hermana: Gabriela, que es el motor de mi vida y la persona que siempre me ayuda a seguir adelante en los momentos más difíciles.

A mi novia: Alejandra, la persona que me ha hecho descubrir la vida de otro modo que nunca imagine, que me ha demostrado que el amor superar cualquier distancia y la que es dueña de mi corazón.

A mis los amigos que me han acompañado en la universidad: Andrés, Leonel, Sebastián, Catalina, Fercho y Carlitos, gracias por tantas experiencias y espero poder seguir siempre celebrando la vida alrededor de gente como ustedes que hacen de este mundo un lugar mejor.

A mi hermano de otra madre: Juan Camilo, gracias por siempre estar para mí, por motivarme a ser siempre mejor, inspirarme a nunca quedarme atrás y progresar y por siempre demostrarme que familia no es solo algo que involucra sangre.

A mi mejor amiga: Daniela, Gracias por acompañarme en el momento más difícil de mi vida, por hacerme reír tanto, por quererme genuinamente y demostrarme el significado de lealtad.

A mis eternos amigos: Pedro y Oscar, que cada día han estado conmigo en mis momentos más humildes y en mis momentos de más abundancia, son dos personas que siempre voy a querer a mi lado y espero que estén para seguir gozando esta vida

A mi compañero de proyecto: Yito, fue un rotundo placer trabajar con usted y haber logrado sacar esto adelante, que este sea solo el inicio de una carrera profesional llena de éxitos para los dos.

A mis ángeles de la guarda: Tulia y Carlos, que siempre han creído más en mí que yo mismo y que siempre me enseñaron que el límite de mis sueños me los ponía yo mismo, ellos desearon más verme con este título que nadie en este mundo.

## **Dedicatoria**

A mis padres: Jorge y Rosalba que son mi principal motivo para salir adelante, que me criaron con mucho amor, que me inculcaron valores que hacen que sea la persona que soy hoy, muchas gracias por todos sus esfuerzos porque sin su apoyo esto no hubiera sido posible, y cada día lucho por retribuir un poco de lo que me han brindado, este es el inicio de mi camino para cumplir todos sus sueños.

A mis abuelas: Marina y Guillermina, a pesar de que ya no están presentes siempre vieron a su nieto con mucho orgullo, me demostraron lo que es tener valentía y tenacidad para afrontar todo lo que ocurra en nuestras vidas, con el paso de los años seguirán siendo un ejemplo de vida para mí.

A mi familia: a todos los miembros de mi familia que han creído en mí, que han sido parte de mi crianza, a todos y cada uno de ellos, porque de todos he aprendido, y cada experiencia vivida ha sido importante para llegar a donde estoy.

A mis amigos: Leonel, Juan Diego, Sebastián, Fercho, Juan Esteban, Ángel, Sam, Silvia, Juliana y Catalina con quienes he compartido innumerables vivencias en todo este camino, muchas gracias por estar presentes en todo momento, porque me hicieron disfrutar de gran manera este paso por la universidad, porque siempre me sacaron una sonrisa, espero seguir compartiendo bellos momentos con ustedes, son personas increíblemente valiosas para mí.

A mi compañero de Tesis: Jesús, quien hace parte también de ese grupo de amigos que aprecio demasiado, fue un placer para mi afrontar este reto juntos, espero que de aquí en adelante solo lleguen éxitos para nosotros en todos los ámbitos y que esta amistad que hemos forjado desde primer semestre perdure.

A mis amigos del taller de manufactura y la escuela de ingeniería mecánica: Freddy, Juan José, Henry, Cesar y Eduardo, que en poco tiempo se convirtieron como en una familia para mí, personas de las que he aprendido mucho y que con su consejo he crecido en muchos aspectos de mi vida, muchas gracias por tenerme paciencia y por dar lo mejor de sí cuando requerí de su ayuda.

## **Agradecimientos**

A la Universidad Industrial de Santander, por los espacios y oportunidades brindadas, por aceptarnos para ser parte de su comunidad y por ayudarnos con el proceso de crecimiento tanto profesional como personal en los años que estuvimos en ella.

A la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindar las herramientas necesarias para seguir el camino hacia un sueño: ser Ingenieros Mecánicos de la Universidad Industrial de Santander.

Al personal de los talleres de la Escuela de Ingeniería Mecánica, por siempre abrir las puertas del taller para nosotros, por su paciencia, por guiarnos en cada procedimiento y siempre estar a la orden para poder finalizar este proyecto a cabalidad.

A nuestro director de tesis, Carlos Borrás, porque creyó en nosotros y en nuestras capacidades para afrontar este reto.

A nuestro codirector de tesis, Helio Sneyder, por recibir nuestras inquietudes y estar pendiente de cada uno de nuestros pasos en este proyecto y que soporto cada una de nuestras incesantes preguntas.

Al claustro de profesores de la escuela de Ingeniería Mecánica, por ser parte fundamental en el proceso de formación profesional de miles de profesionales en Colombia y el mundo.

## Tabla de Contenido

<b>1</b>	<b>Planteamiento del problema .....</b>	<b>14</b>
<b>2</b>	<b>Objetivos .....</b>	<b>20</b>
2.1	Objetivo general.....	20
2.2	Objetivos específicos.....	20
<b>3</b>	<b>Metodología .....</b>	<b>21</b>
3.1	Metodología de cascada .....	23
3.2	Diseño conceptual .....	24
<b>4</b>	<b>Marco Teórico .....</b>	<b>27</b>
4.1	Aceite hidráulico .....	27
4.2	Estabilidad térmica .....	29
4.3	Selección de intercambiadores de calor .....	32
4.4	Mantenimiento .....	35
4.4.1	Mantenimiento correctivo .....	35
4.4.2	Mantenimiento preventivo .....	36
4.5	Monitoreo en bancos de laboratorio .....	38
<b>5</b>	<b>Diseño Metodológico .....</b>	<b>39</b>
5.1	Etapa preliminar .....	39
5.1.1	Determinación del estado del problema.....	39
5.1.2	Revisión bibliográfica .....	40
5.1.3	Planteamiento de soluciones.....	41
5.2	Proceso de rediseño .....	41

5.2.1	Definición de parámetros óptimos de funcionamiento de los equipos .....	41
5.2.2	Selección de componentes.....	42
5.2.3	Montaje del sistema .....	42
5.2.4	Pruebas funcionales y correcciones del diseño.....	42
5.2.5	Finalización del proyecto.....	42
<b>6</b>	<b>Procedimiento.....</b>	<b>43</b>
6.1	Diagnostico .....	43
6.2	Cálculos .....	55
6.3	Intervencion .....	67
6.4	Experimentación y resultados .....	80
<b>7</b>	<b>Plan de Mantenimiento.....</b>	<b>96</b>
7.1	Acciones de mantenimiento .....	96
7.2	Inventario .....	99
<b>8</b>	<b>Conclusiones.....</b>	<b>104</b>
<b>9</b>	<b>Recomendaciones .....</b>	<b>106</b>
<b>10</b>	<b>Cronograma.....</b>	<b>107</b>
<b>11</b>	<b>Presupuesto.....</b>	<b>109</b>
<b>12</b>	<b>Bibliografía.....</b>	<b>112</b>
<b>13</b>	<b>Apéndices.....</b>	<b>116</b>

## Lista de Figuras

<b>Figura 1.</b> Disposición sistema bomba-tanque .....	17
<b>Figura 2.</b> Banco hidráulico REXROTH.....	18
<b>Figura 3.</b> Acoples rápidos hidráulicos .....	18
<b>Figura 4.</b> Matriz QFD .....	22
<b>Figura 5.</b> Modelo de cascada .....	23
<b>Figura 6.</b> Esquema conceptual de la integración del enfriador y el controlador con el banco .....	24
<b>Figura 7.</b> Diseño CAD del banco.....	25
<b>Figura 8.</b> Circuito hidráulico de la propuesta del banco .....	26
<b>Figura 9.</b> Esquema de implementación de un mantenimiento preventivo.....	37
<b>Figura 10.</b> Visor de aceite original.....	43
<b>Figura 11.</b> Estado del aceite del banco antes de ser cambiado .....	45
<b>Figura 12.</b> Tasa de corte en función de la viscosidad muestra TP46.....	46
<b>Figura 13.</b> Tasa de corte en función de la viscosidad muestra TP 46 usado. ....	48
<b>Figura 14.</b> Espectro infrarrojo TP 46 nuevo .....	49
<b>Figura 15.</b> Comparación infrarroja TP 46 nuevo con reporte de base de datos.....	50
<b>Figura 16.</b> Espectro infrarrojo TP 46 usado.....	51
<b>Figura 17.</b> Comparación infrarroja TP 46 usado con reporte de base de datos .....	52
<b>Figura 18.</b> Manómetro usado para la prueba de presión.....	54
<b>Figura 19.</b> Planos visor de aceite con indicador de nivel de temperatura.....	55
<b>Figura 20.</b> Intercambiador de calor AO-15.....	66
<b>Figura 21.</b> Cajonera con rodachines .....	69

<b>Figura 22.</b> Banco con el intercambiador de calor incorporado.....	70
<b>Figura 23.</b> Distribuido hidráulico con los racores ya acoplados.....	71
<b>Figura 24.</b> Disposición final del distribuidor hidráulico.....	72
<b>Figura 25.</b> Interior del tanque justo antes de la limpieza de este .....	74
<b>Figura 26.</b> Residuos encontrados al interior del tanque.....	75
<b>Figura 27.</b> Visor de aceite LS-5 ya instalado.....	75
<b>Figura 28.</b> Platina con final de carrera mecánico para encendido del LED.....	77
<b>Figura 29.</b> LED .....	77
<b>Figura 30.</b> Mangueras originales del banco .....	78
<b>Figura 31.</b> Antigua conexión de entrada al filtro del tanque .....	79
<b>Figura 32.</b> Antiguo visor de aceite con nivel de temperatura .....	79
<b>Figura 33.</b> Gráfica comparativa del banco REXROTH sin intercambiador de calor vs con intercambiador de calor.....	82
<b>Figura 34.</b> Gráfica caudal vs presión de las bombas del banco en su estado de fábrica. 84	84
<b>Figura 35.</b> Acumulador banco REXROTH.....	85
<b>Figura 36.</b> Curva de la bomba numero 1 caudal vs presión sin caudalímetro .....	86
<b>Figura 37.</b> Curva de la bomba numero 2 caudal vs presión sin caudalímetro .....	88
<b>Figura 38.</b> Caudalímetro FLOMEC .....	89
<b>Figura 39.</b> Curva de la bomba numero 1 caudal vs presión con caudalímetro.....	89
<b>Figura 40.</b> Curva de la bomba numero 2 caudal vs presión con caudalímetro.....	91
<b>Figura 41.</b> Gráfico comparativo entre pruebas para bomba # 1.....	91
<b>Figura 42.</b> Gráfico comparativo entre pruebas para bomba # 2.....	92
<b>Figura 43.</b> Curva temperatura del aceite vs tiempo de operación.....	94

<b>Figura 44.</b> Inventario del banco actual parte 1.....	99
<b>Figura 45.</b> Inventario del banco actual parte 2.....	100
<b>Figura 46.</b> Inventario del banco actual parte 3.....	101
<b>Figura 47.</b> Inventario del banco actual parte 4.....	102
<b>Figura 48.</b> Inventario del banco actual parte 5.....	103

## Lista de Tablas

<b>Tabla 1.</b> Intercambiadores de calor utilizados en refrigeración. ....	31
<b>Tabla 2.</b> Pruebas de temperatura para diagnostico.....	44
<b>Tabla 3.</b> Comparación entre opciones de montaje para el IC .....	68
<b>Tabla 4.</b> Pruebas de temperatura posteriores a la instalación .....	81
<b>Tabla 5.</b> Registro de resultados de la prueba de presión bomba 1 .....	86
<b>Tabla 6.</b> Registro de resultados de la prueba de presión bomba #2 .....	87
<b>Tabla 7.</b> Registro de resultados de presión y caudal para la realización de la curva de funcionamiento bomba 1.....	89
<b>Tabla 8.</b> Registro de resultados de presión y caudal para la realización de la curva de funcionamiento bomba 2.....	90
<b>Tabla 9.</b> Registro de resultados de temperatura y tiempo para el aceite del banco .....	94
<b>Tabla 10.</b> Diagrama de Gantt referente al cronograma .....	108
<b>Tabla 11.</b> Presupuestos de gasto para la realización intelectual del proyecto.....	110
<b>Tabla 12.</b> Presupuestos de gasto para la realización física del proyecto.....	111

## Lista de Apéndices

<b>Apéndice A.</b> Curva característica de las bombas presentes en el sistema.....	116
<b>Apéndice B.</b> Ficha técnica aceite hidráulico ISO TP 46 de lubrigras .....	117
<b>Apéndice C.</b> Figura 11-18 Diagramas del factor de corrección F para intercambiadores de calor comunes de flujo cruzado. (Tomada de Bowman, Mueller y Nagle, 1940.) .....	118
<b>Apéndice D.</b> Catálogo de tubería rígida de cobre NACOBRE .....	119
<b>Apéndice E.</b> Tabla A-13 Propiedades termodinámicas de líquidos.....	120
<b>Apéndice F.</b> Tabla 8-1 Número de Nusselt y factor de fricción para flujo laminar completamente desarrollado en tubos.....	121
<b>Apéndice G.</b> Tabla 7-1 Correlaciones empíricas para el número de Nusselt promedio, para convección forzada sobre cilindros circulares y no circulares en flujo cruzado.....	122
<b>Apéndice H.</b> Tabla A-15 Propiedades del aire a presión de 1 atm .....	123
<b>Apéndice I.</b> Tabla 11-2 – Factores de incrustación representativos .....	124
<b>Apéndice J.</b> Tabla 15-5 Young, Hugh D., University Physics, 7th Ed.....	125
<b>Apéndice K.</b> Curvas de rendimiento de enfriadores aire – aceite línea AO (TTF) .....	126
<b>Apéndice L.</b> Plano cárter de aceite.....	127
<b>Apéndice M.</b> Plano soporte de bombillo LED.....	128
<b>Apéndice N.</b> Plano distribuidor hidráulico.....	129
<b>Apéndice O.</b> Plano placa soporte de final de carrera # 1 .....	130
<b>Apéndice P.</b> Plano placa soporte de final de carrera #2.....	131

## Abstract

**Title:** Redesign and Construction of the REXROTH Hydraulic Bench Located in the Fluid Power Laboratory of the School of Mechanical Engineering at the Universidad Industrial de Santander. \*

**Authors:** Jesús David Blanco Díaz, Jorge Andrés Suarez Vargas. \*\*

**Key words:** Fluid Power, Cavitation, Temperature Control

**Description:** This project addresses the redesign and reconstruction of the REXROTH hydraulic bench in the fluid power laboratory of the School of Mechanical Engineering at the Universidad Industrial de Santander. The main objective is to enhance the efficiency and functionality of the bench to provide a more effective educational tool for students. The methodology used included the analysis of the bench's current capabilities, the design of significant improvements, and the implementation of new features based on hydraulic technologies. The project results demonstrated a notable improvement in the precision of measurements and the ability to conduct more complex and varied experiments. This redesign not only benefits students by providing access to updated and relevant equipment for their professional training but also raises the standard of the university's facilities for future research. This project underscores the importance of maintaining and renewing educational equipment

## Resumen

**Título:** Rediseño y Construcción del Banco Hidráulico REXROTH Ubicado en el Laboratorio de Potencia de Fluidos de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander.

**Autores:** Jesús David Blanco Díaz, Jorge Andrés Suarez Vargas.

**Palabras clave:** Potencia Fluida, Cavitación, Control de Temperatura

**Descripción:** Este proyecto aborda el rediseño y reconstrucción del banco hidráulico REXROTH en el laboratorio de potencia fluida de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander. El objetivo principal es mejorar la eficiencia y funcionalidad del banco para proporcionar una herramienta educativa más eficaz para los estudiantes. La metodología utilizada incluyó el análisis de las capacidades actuales del banco, el diseño de mejoras significativas y la implementación de nuevas características basadas en tecnologías hidráulicas. Los resultados del proyecto demostraron una notable mejora en la precisión de las mediciones y la capacidad para realizar experimentos más complejos y variados. Este rediseño no solo beneficia a los estudiantes al proporcionarles acceso a equipos actualizados y relevantes para su formación profesional, sino que también eleva el estándar de las instalaciones de la universidad para futuras investigaciones. Este proyecto subraya la importancia de mantener y renovar el equipo educativo.

## **1 Planteamiento del problema**

En la formación universitaria de ingenieros, el componente práctico complementa una educación de alta calidad, ya que permite asociar los conceptos con su correspondiente aplicación. Por lo tanto, es fundamental contar con equipos que simulen dichos fenómenos físicos. Para resolver esta necesidad, surgen los bancos de pruebas, los cuales se utilizan en los diversos laboratorios de las asignaturas de los planes de estudio.

Durante todo el año, muchos universitarios hacen uso de estos bancos con el fin de consolidar sus conocimientos. Este uso constante hace necesario que estos bancos estén diseñados para un tiempo de trabajo continuo. Esta necesidad genera que los fabricantes realicen el diseño con un mayor factor de seguridad que sus homónimos de trabajo intermitente. Además, se debe tener en cuenta que estos bancos son operados por personal en formación, lo que hace necesario ser aún más riguroso en su diseño. Es crucial enfatizar que estos equipos deben simular los fenómenos de la manera más precisa posible, permitiendo que esta experimentación se pueda realizar de manera simple y, sin importar las horas de funcionamiento, siga cumpliendo con los requisitos y expectativas de las prácticas.

Para garantizar lo dicho anteriormente, en primer lugar, es necesario determinar todos los factores de funcionamiento que cada banco debe poseer para un óptimo desempeño. Esto se lleva a cabo con el fin de implementar una gestión continua de control utilizando diversos sistemas de automatización. Asimismo, resulta fundamental tener un listado de los componentes que integran cada banco, junto con su correspondiente montaje. Este procedimiento se realiza con el propósito de asegurar la vida útil del dispositivo y, lo que es aún más importante, para garantizar la seguridad de los operarios.

En la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, específicamente en el Laboratorio de Potencia Fluida, se cuenta con un banco de pruebas REXROTH que simula diversas aplicaciones hidráulicas. Tras una primera evaluación, se han identificado varias y significativas problemáticas en dicho banco. Entre las cuestiones que se han podido apreciar se incluyen:

- a. Un problema en la ubicación de la bomba con respecto al tanque debido a que en Bucaramanga solo se disponen de 2 inHg para efectuar la succión. Por lo tanto, existe la probabilidad de que la bomba esté propensa a cavitarse. Esto implica la necesidad de rediseñar la ubicación de los elementos del banco.

*Figura 1. Disposición sistema bomba-tanque*



- b. El banco carece de un sistema de enfriamiento, lo que resulta en la incapacidad de operar de manera continua, ya que se sobrecalienta debido a las altas presiones de trabajo después de poco tiempo de uso, en ocasiones llega a apagarse.

***Figura 2. Banco hidráulico REXROTH***



- c. La inexistencia de un dispositivo que permita monitorear la temperatura, dado que el nivel actual con termómetro no opera correctamente.
- d. Un posible daño presentado en el compensador de una de las bombas
- e. Fugas en los acoples rápidos hidráulicos y precio elevado de los repuestos

***Figura 3. Acoples rápidos hidráulicos***



Estas problemáticas, no solo tienen un impacto negativo en la durabilidad del equipo, sino que también representan una amenaza para la formación y seguridad de los estudiantes universitarios que lo utilizan, ocasionando retrasos en la realización de prácticas y una disminución en la calidad del servicio académico ofrecido.

## 2 Objetivos

### 2.1 Objetivo general

Realizar el rediseño y construcción del banco hidráulico de pruebas REXROTH ubicado en el laboratorio de potencia fluida de la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander, implementando mejoras y adecuaciones en la operación, el control, y el mantenimiento.

### 2.2 Objetivos específicos

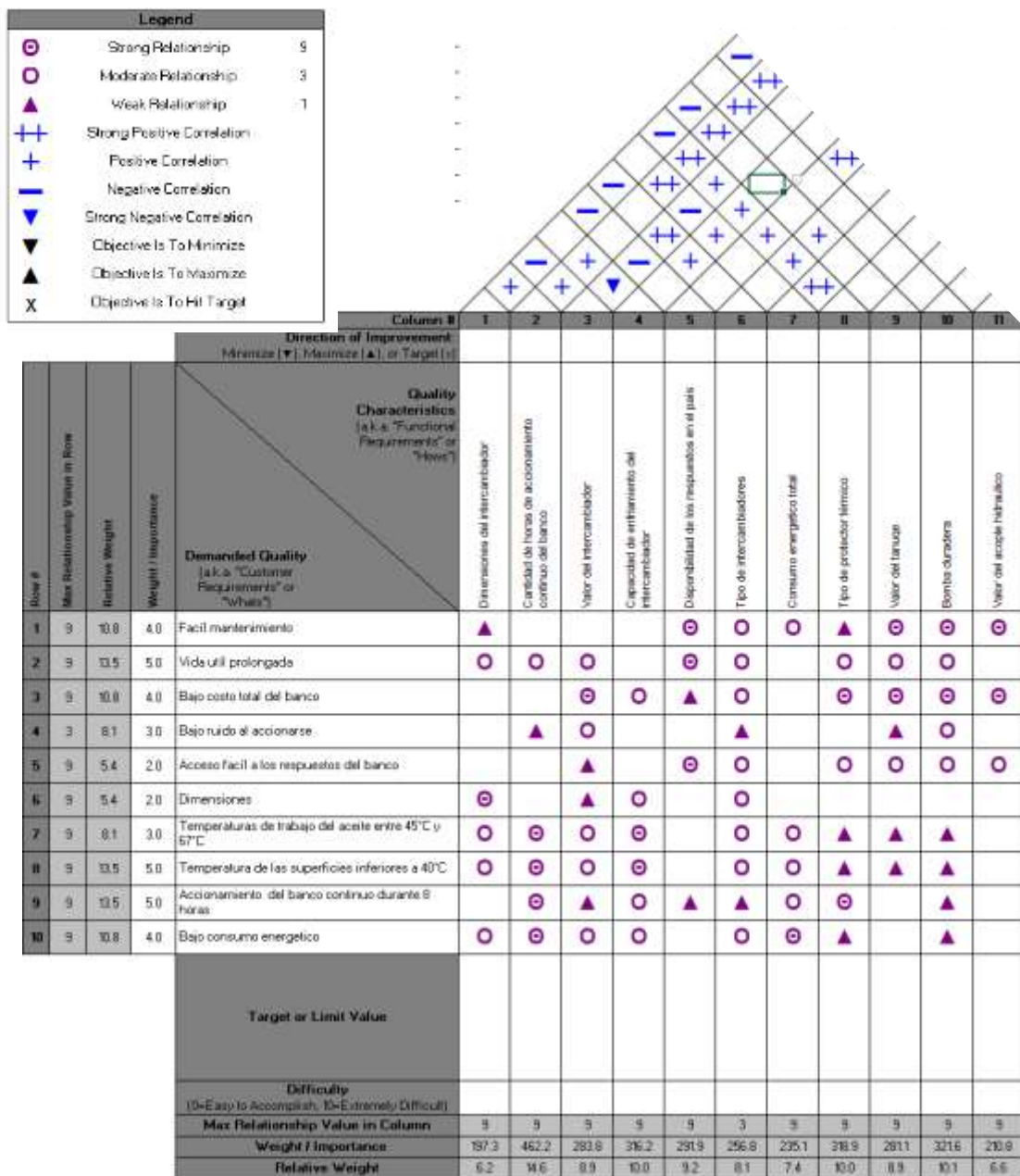
- Rediseñar la configuración del paquete de potencia del banco hidráulico REXROTH para la integración eficiente de un enfriador de aceite en la sección de retorno.
- Prolongar el tiempo de uso continuo del banco de laboratorio de 2 a 4 horas.
- Establecer la temperatura del fluido hidráulico entre los rangos óptimos de funcionamiento (40 - 60 °C) a través de un sistema de enfriamiento.
- Proporcionar un documento con un plan de mantenimiento integral para el banco de laboratorio REXROTH.
- Implementar indicadores visuales que permitan monitorear el estado del banco de laboratorio REXROTH en tiempo real.

### **3 Metodología**

Para iniciar este proyecto se realizó una matriz QFD, la cual se muestra a continuación. Para la realización se tuvieron en cuenta parámetros que debe cumplir el banco, esta información fue suministrada por los docentes del área de potencia fluida, con el fin de que el banco satisfaga todas las necesidades.

Se ve consignado en cada columna de la matriz unas características de calidad que deben ser cumplidas por el banco. Además, se ve consignada relación que existe entre las características de calidad en el techo de la matriz. Finalmente, se identifican los resultados que se obtuvieron al relacionar las características junto con las necesidades.

Figura 4. Matriz QFD



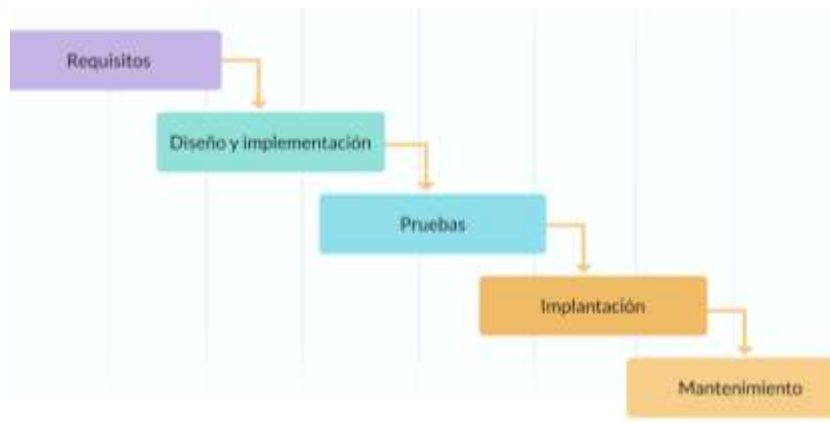
Los resultados obtenidos nos ayudaran a identificar cuáles son las características de calidades que son indispensables hacer presentes y cuales son prescindibles. Teniendo esto en

cuenta, se concluye que la cantidad de horas de accionamiento continuo, la capacidad de enfriamiento, poseer una bomba duradera y tener un protector térmico son las características por satisfacer.

### 3.1 Metodología de cascada

Para este proyecto se ha seleccionado el modelo metodológico de tipo cascada. Esto debido a que, al proyecto al ser pequeño y poseer una serie de tareas que limitan el avance a la siguiente si la anterior no ha sido realizada, hace que el proyecto se ajuste a un modelo de este tipo. Se quiere aclarar que es posible que surja la necesidad de volver a una tarea anterior, esto sí y solo si una tarea se ve imposibilitada de ejecutar debido a una falla en una tarea previa.

*Figura 5. Modelo de cascada*

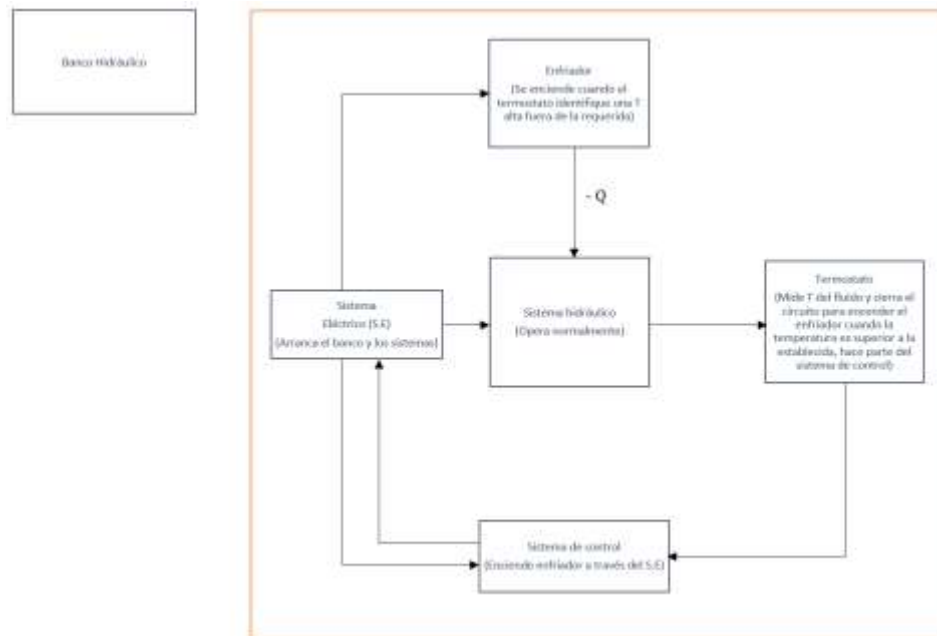


**Nota:** Tomado de Modelo de cascada (Waterfall): qué es y cuándo conviene usarlo. ( <https://blog.ganttpro.com/es/metodologia-de-cascada/>)

### 3.2 Diseño conceptual

A continuación, se presenta un esquema que ilustra el funcionamiento previsto del banco con la integración del controlador y el enfriador en el sistema hidráulico como mejora y adecuación.

**Figura 6.** Esquema conceptual de la integración del enfriador y el controlador con el banco



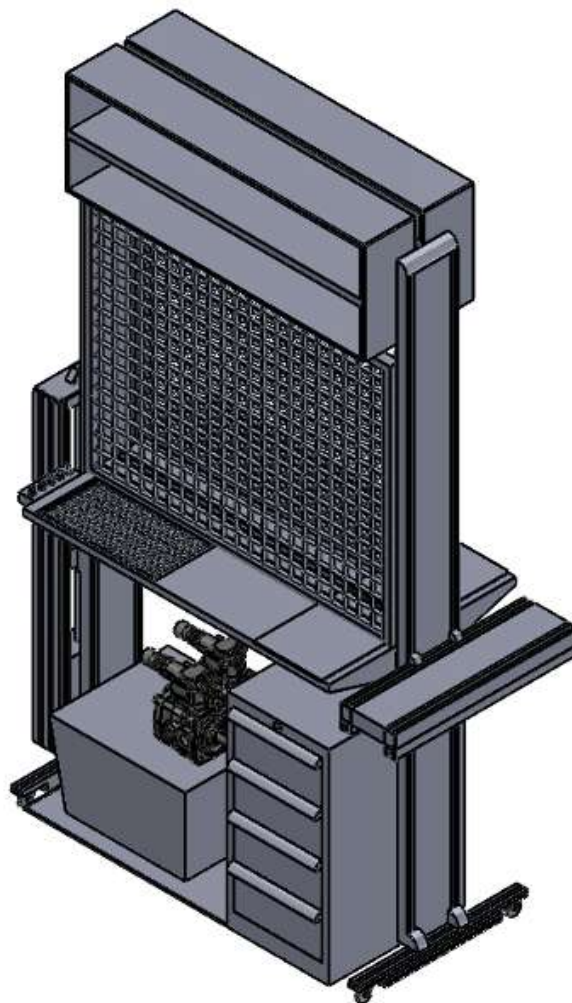
El sistema eléctrico suministrará energía tanto al sistema de control como al sistema hidráulico. Además, alimentará el enfriador; sin embargo, este último solo se activará cuando sea necesario. Para lograr esto, se empleará un termostato que monitorizará la temperatura del fluido. Este termostato estará ajustado a una temperatura de referencia determinada por la bibliografía, la cual representa la temperatura óptima para el rendimiento del aceite en bancos hidráulicos.

Cuando la temperatura del fluido exceda este valor de referencia, el termostato cerrará un circuito eléctrico conectado al enfriador. En este punto, el enfriador se activará. Una vez que

la temperatura se estabilice en el nivel deseado, el circuito se abrirá, desactivando el enfriador. Este proceso asegura que el enfriador solo funcione cuando sea necesario, manteniendo así la temperatura del fluido en niveles ideales para el óptimo desempeño del sistema hidráulico.

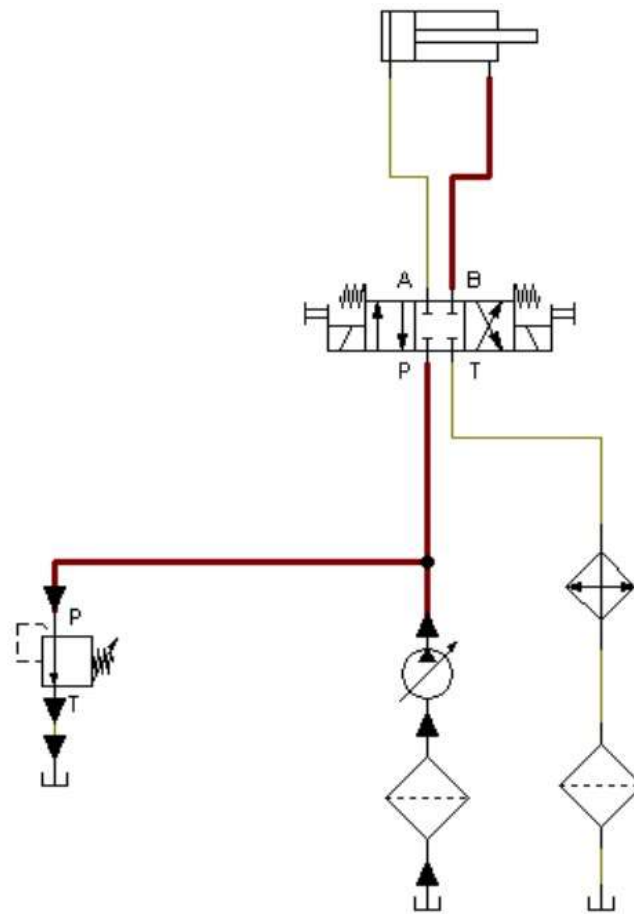
Se presenta un boceto a mano alzada de cómo se espera que sea la disposición del banco en cuanto al paquete de potencia respecta donde la bomba se encuentra debajo del tanque.

*Figura 7. Diseño CAD del banco*



De igual forma utilizando la herramienta de simulación y diseño FluidSIM se presenta un posible diseño del esquema del circuito hidráulico de manera simplificada.

**Figura 8.** Circuito hidráulico de la propuesta del banco



## 4 Marco Teórico

Al momento de desarrollar una solución para las problemáticas que han surgido en el banco de laboratorio REXROTH, es necesario acudir a una serie de conceptos teóricos que permiten entender el contexto de la problemática, así como servir de base a las adecuaciones y mejoras que ocurrirán en el banco, durante esta sección se analizará el aceite hidráulico como componente fundamental del sistema, se definirá la teoría de estabilidad térmica, se explorarán las posibles alternativas para enfriar un sistema hidráulico, y se estudiará acerca de mantenimiento correctivo y preventivo para el desarrollo del plan de mantenimiento deseado, a partir de esta revisión se podrá iniciar a trabajar sobre el diseño metodológico

### 4.1 Aceite hidráulico

Los aceites hidráulicos desempeñan un papel fundamental en la transmisión de potencia dentro de los sistemas hidráulicos, proporcionando además protección y lubricación a los componentes. Entre sus propiedades más importantes se encuentran la viscosidad. Una viscosidad adecuada es crucial para el rendimiento del sistema, especialmente en condiciones de alta temperatura, donde una disminución de la viscosidad puede resultar en lubricación inadecuada y aumento del desgaste. El índice de viscosidad; un alto índice de viscosidad es deseable para aplicaciones con variaciones significativas de temperatura, ya que indica menor cambio en la viscosidad. El punto de inflamación, que es la temperatura mínima a la cual el aceite genera vapores inflamables, es importante en ambientes con riesgo de incendio, y, por último, La estabilidad térmica y la resistencia a la oxidación son esenciales para evitar la degradación del aceite a altas temperaturas y en presencia de oxígeno, manteniendo la eficacia y la vida útil del aceite bajo condiciones de operación intensas.

En el contexto de los sistemas hidráulicos, la temperatura juega un rol crucial en la eficacia del sistema y la integridad del aceite. Entender cómo la temperatura afecta al aceite y determinar la temperatura de trabajo ideal es fundamental para asegurar el correcto funcionamiento y la durabilidad del sistema hidráulico.

Con el aumento de la temperatura en el banco hidráulico, el aceite hidráulico experimenta una reducción en su viscosidad. Este fenómeno afecta directamente la lubricación de los componentes del sistema; una viscosidad demasiado baja puede resultar en lubricación inadecuada, aumentando el desgaste entre las partes metálicas y reduciendo la eficiencia global del sistema. Además, temperaturas elevadas aceleran los procesos de oxidación del aceite, lo que conduce a la formación de lodos y ácidos, comprometiendo la limpieza del sistema, dañando los sellos y otros componentes sensibles. Por tanto, mantener la temperatura del aceite dentro de un rango óptimo es esencial para prevenir estos efectos adversos.

La temperatura ideal de trabajo del aceite hidráulico depende de sus propiedades específicas, como la viscosidad y el índice de viscosidad, pero en general se recomienda mantener la temperatura del sistema hidráulico entre 40°C y 60°C. Dentro de este rango, el aceite mantiene una viscosidad adecuada para una lubricación eficaz y una transmisión de potencia óptima, minimizando el desgaste, maximizando la vida útil del aceite y del sistema. Operar el sistema fuera de este rango de temperatura puede comprometer significativamente el rendimiento y la seguridad del sistema hidráulico.

## 4.2 Estabilidad térmica

Esta es una característica que posee cada uno de los fluidos hidráulicos el cual sirve para establecer el umbral de temperatura de trabajo de este. Los intercambiadores de calor son los dispositivos más comúnmente usados para permitir estabilidad térmica en bancos hidráulicos por este motivo la intención es enfocar la solución al uso de intercambiadores de calor para resolver la problemática presente en el banco; estos permiten la transferencia de calor de un fluido a otro, pueden diferenciarse o clasificarse de distintas maneras principalmente si son de intercambio directo o indirecto, esto hace referencia al contacto que hay entre los fluidos.

Esta propiedad posee una gran importancia en los sistemas hidráulicos debido a que una temperatura alta y desmesurada en el aceite produce una degradación excesiva generando así un incremento de la coquización y suciedad, dificultades mecánicas y reducción del rendimiento de la transferencia de calor.

En esta área de la ciencia resulta necesario el conocer el calor que es producido por los diversos accesorios hidráulicos y los sistemas en conjunto, si nuestra meta es diseñar un intercambiador que logre refrigerar al equipo. Debido a lo anterior, resulta necesario conocer las pérdidas por calor que se producen en cada componente del sistema. Para esto se cuenta con la siguiente expresión matemática:

$$H = \frac{Q * P}{458} \quad (1)$$

Donde Q es el caudal medido en L/min, P es la presión medida en bares.

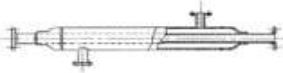


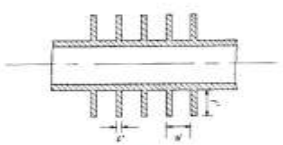

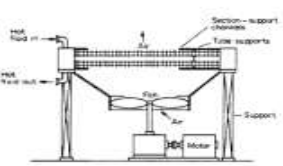
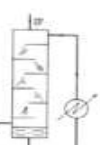
Adicionalmente, se debe mencionar que la expresión principal que se tendrá en cuenta para evaluar el rendimiento de la transferencia de calor a través del intercambiador es:

$$Q = U * A * LMTD \quad (2)$$

Donde  $Q$  es el flujo de calor que se transfiere,  $U$  es el coeficiente global de transferencia de calor,  $A$  es el área de transferencia de calor y finalmente  $LMTD$  es la diferencia de temperatura media logarítmica. Esta anterior expresión nos permitirá calcular el área que necesita un intercambiador de calor para poder mantener una temperatura media en un sistema.

En la industria existen distintos tipos de intercambiadores de calor usados para la refrigeración, a continuación, en una tabla desarrollada por Sinnott & Towler y adaptada por Alarcón se evidencian estos tipos y una corta descripción de cada uno de ellos.

**Tabla 1. Intercambiadores de calor utilizados en refrigeración.**

Intercambiador de calor	Descripción
 <p>Tubos concéntricos</p>	<p>Es el tipo más simple, utilizado para refrigeración y calefacción. Pueden hacerse con accesorios estándar y son útiles donde solo se requiere un área pequeña de transferencia de calor. Se pueden conectar varias unidades en serie para ampliar su capacidad.</p>
 <p>Carcasa y tubos</p>	<p>Consiste en un conjunto de tubos encerrados en una carcasa cilíndrica donde los extremos de los tubos están encajados en láminas de tubos, que separan los fluidos del lado de la carcasa y del lado del tubo. Cuenta en su diseño con deflectores en la cubierta para dirigir el flujo de fluido y soportar los tubos.</p>
 <p>Placas</p>	<p>Consiste en una pila de placas delgadas estrechamente separadas y unidas entre sí en un marco. Una junta delgada sella las placas alrededor de sus bordes. Las placas grabadas en relieve mejoran el rendimiento de la transferencia de calor, pueden contener hasta 400 placas. Se pueden clasificar entre placas con juntas y placas soldadas, donde estos últimos tienen los bordes de las placas sellados por soldadura que impide ejercer limpieza</p>
 <p>Tubo con aletas</p>	<p>Los tubos con aletas se utilizan cuando el coeficiente de transferencia de calor en el exterior del tubo es apreciablemente más bajo que el interior; como en la transferencia de calor de un líquido a un gas, como en los intercambiadores de calor enfriados por aire. Las aletas aumentan el área de superficie efectiva de los tubos del intercambiador de calor. La aleta transversal plana es el tipo más comúnmente utilizado para los intercambiadores de calor de proceso</p>
 <p>En espiral</p>	<p>Un intercambiador de calor en espiral se puede considerar como un intercambiador de calor de placas en el que las placas se forman en espiral. Los fluidos fluyen a través de los canales formados entre las placas. Debido a que se limpian fácilmente y la turbulencia en los canales es alta, los intercambiadores de calor en espiral se pueden usar para fluidos de proceso muy sucios y lodos.</p>
 <p>Aeroenfriador</p>	<p>Consisten en bancos de tubos con aletas sobre los cuales el aire es soplado o arrastrado por ventiladores montados debajo o sobre los tubos (tiro forzado o inducido). Estos se deben considerar cuando el agua de refrigeración escasea o es cara. Sin embargo, incluso cuando el agua es abundante pueden ser competitivos con las unidades enfriadas por agua según la temperatura ambiental. Para temperaturas mínimas de proceso superiores a 65 °C se debe considerar la refrigeración por aire, y la refrigeración con agua para temperaturas mínimas de procesos inferiores a 50 °C. Entre 50 y 65 °C se debe realizar un análisis de factibilidad técnica y económica.</p>
 <p>Contacto directo</p>	<p>En el intercambio de calor de contacto directo, las corrientes de calor y frío se ponen en contacto sin ninguna pared de separación, y se logran altas tasas de transferencia de calor. Los intercambiadores de calor de contacto directo deben considerarse siempre que la corriente de proceso y el refrigerante sean compatibles. Se utilizan cámaras de rociado, columnas de rociado y columnas de placa y empaquetadas.</p>

Nota: Fuentes: adaptado por Alarcón y tomado de Equipos de transferencia de calor.

Diseño de ingeniería química.

### 4.3 Selección de intercambiadores de calor

Para elegir y diseñar el intercambiador de calor idóneo como enfriador es necesario tener en cuenta ciertos parámetros usados en la selección de intercambiadores de calor, esta se realiza teniendo en cuenta los siguientes aspectos que van ligados a los requisitos específicos de la aplicación:

- Identificar el fluido disponible para realizar el intercambio de calor
- Identificar la cantidad de calor a transferirse, conociendo las temperaturas de entrada y de salida requeridas de ambos fluidos, así como el flujo de calor necesario.
- Tener en cuenta las propiedades de los fluidos involucrados.
- Identificar qué tipo de intercambiador es más conveniente para la aplicación dependiendo de la naturaleza de los fluidos, las condiciones y requerimientos de operación.
- Considerar el espacio a disposición para el intercambiador
- Asegurar la compatibilidad entre materiales
- Analizar la eficiencia térmica
- Evaluar con respecto al presupuesto de inversión y los costos operativos
- Consideración de las normativas ambientales

La selección del tipo adecuado de intercambiador de calor depende significativamente de la aplicación específica para la cual será empleado, considerando las necesidades únicas del sistema y las condiciones operativas. Existen diversos tipos de intercambiadores de calor, cada

uno diseñado para cumplir con requisitos particulares, teniendo en cuenta factores como el entorno operativo y restricciones específicas. Esta variedad asegura que se puedan satisfacer las demandas de eficiencia, espacio, y capacidad de enfriamiento requeridas por el sistema, optimizando así el rendimiento y la fiabilidad del mismo.

En este caso se tiene un sistema ubicado en un laboratorio de potencia fluida funcionando con aceite hidráulico, para este tipo de sistemas los intercambiadores de calor más comunes son los siguientes:

- Intercambiadores de Calor de Tubo y Carcasa: Son muy utilizados en aplicaciones industriales debido a su robustez y eficiencia en la transferencia de calor. En este tipo, el aceite hidráulico fluye a través de los tubos mientras un fluido de enfriamiento fluye alrededor de los tubos dentro de una carcasa. La eficiencia de estos intercambiadores se debe a la gran área de superficie de contacto entre los dos fluidos, lo que facilita la transferencia de calor.
- Intercambiadores de Calor de Placas: Estos intercambiadores utilizan placas metálicas delgadas entre las cuales fluye el aceite hidráulico y el fluido de enfriamiento, típicamente en direcciones opuestas para maximizar la transferencia de calor. Ofrecen una eficiencia de transferencia de calor muy alta en un paquete compacto, lo que los hace ideales para aplicaciones donde el espacio es limitado.

- **Enfriadores de Aceite por Aire:** Utilizan el aire como medio de enfriamiento, pasando el aceite hidráulico a través de aletas o tubos mientras un ventilador sopla aire a través de ellos. Son especialmente útiles en aplicaciones móviles o en lugares donde el suministro de agua para enfriamiento es limitado. La ventaja principal es la independencia de una fuente de agua y la capacidad de enfriar el aceite hidráulico en condiciones variadas y remotas.

Para la selección entre uno de estos tres, el factor más importante a tener en cuenta es el ambiente donde se va a trabajar y la aplicación, con ello en mente es notable que el enfriador de aceite por aire destaca por encima de los otros, principalmente por lo que implica trabajar con un intercambiador de calor que necesite suministro de agua, por lo que conlleva su obtención y el tratamiento en el desagüe, a parte de la independencia a las fuentes hídricas también es superior en otros aspectos tales como:

- **Facilidad de Instalación y Mantenimiento:** Los enfriadores por aire suelen ser más simples de instalar y mantener que otros tipos de intercambiadores de calor. Su diseño no requiere conexiones a sistemas de suministro o drenaje de agua, lo que los hace más fáciles de integrar en un banco, teniendo en cuenta las condiciones del laboratorio de potencia fluida. El mantenimiento generalmente solo implica la limpieza periódica de las aletas y el ventilador
- **Seguridad y Conveniencia:** En un entorno educativo, la seguridad de los estudiantes y el personal es primordial. Los enfriadores por aire eliminan los

riesgos asociados con el manejo y la fuga de agua, como resbalones, caídas y daños por agua a otros equipos.

- **Costo-efectividad:** teniendo en cuenta las anteriores ventajas, los enfriadores por aire pueden ser más coste-efectivos tanto en términos de costos iniciales como operativos. Porque evitan la necesidad de infraestructura adicional para el suministro y tratamiento de agua, y poseen un mantenimiento menos riguroso, esto representa una opción económica para entornos educativos como la universidad donde los presupuestos son algo limitados.

## **4.4 Mantenimiento**

Teniendo en cuenta que uno de los objetivos de este proyecto es trabajar en un plan de mantenimiento integral para el banco REXROTH, es de vital importancia conocer la teoría del mantenimiento, y los tipos de mantenimiento que pueden ser trabajados en el plan de mantenimiento a realizar, así como las fases para su correcta ejecución.

### **4.4.1 Mantenimiento correctivo**

El mantenimiento correctivo se implementa cuando la máquina deja de funcionar debido a una falla o avería. Su propósito es restaurar la operatividad de la máquina de manera rápida, minimizando el impacto en la productividad. Por lo general, implica la reparación o sustitución inmediata de la parte defectuosa del equipo o la máquina.

Existe dos clases de mantenimiento correctivo:

- El mantenimiento correctivo no programado: Este se produce cuando se presenta una falla en el equipo y es necesario hacer una parada de funcionamiento, con el fin de poder corregir la falla.
- El mantenimiento correctivo programado: Este se realiza mediante la detección de un elemento próximo a fallar y se agenda el corregimiento de esta falla sin necesidad de una parada de funcionamiento.

#### **4.4.2 Mantenimiento preventivo**

El mantenimiento preventivo se basa en la ejecución de una serie de tareas planificadas en intervalos definidos. Su objetivo es asegurar que los activos de las empresas cumplan con las funciones necesarias en su entorno operativo para maximizar la eficiencia de los procesos. Este tipo de mantenimiento busca prevenir y anticiparse a posibles fallas en elementos, componentes, máquinas o equipos, e implica diversas acciones como cambios, reemplazos, adaptaciones, restauraciones, inspecciones, evaluaciones, entre otras.

En el siguiente esquema se muestra los aspectos a tener en cuenta en la implementación de un mantenimiento preventivo:

*Figura 9. Esquema de implementación de un mantenimiento preventivo*



Las fases por las que debe pasar un equipo al ser sometido al implementar un mantenimiento preventivo son:

1. Planificación: En esta fase se detallan las acciones a llevar a cabo, se indica el personal asignado, los equipos y herramientas necesarias, así como el tiempo estimado para completar la tarea.
2. Programación: En esta fase se asignan las fechas, horarios y recintos donde se van a ejecutar las acciones descritas en la fase anterior.
3. Ejecución: En esta fase se realizan las actividades asignadas en la fase de planificación.
4. Control: En esta fase final se evalúan la ejecución de las acciones ejecutadas y se realiza una retroalimentación.

## **4.5 Monitoreo en bancos de laboratorio**

En un banco de laboratorio educativo como lo es el banco Rexroth, los elementos de monitoreo son esenciales para la operación segura y eficiente del sistema hidráulico y neumático, proporcionando una experiencia práctica y educativa integral. Estos elementos incluyen sensores de presión, temperatura, caudalímetros, indicadores de nivel y transductores de posición, cada uno desempeñando un papel crucial en la supervisión y el control del sistema. Los sensores de presión y temperatura garantizan que el fluido se mantenga dentro de los límites operativos seguros, mientras que los caudalímetros aseguran un flujo adecuado, los indicadores de nivel previenen la entrada de aire en el sistema a través de la succión. Los transductores de posición permiten el control preciso de componentes móviles, como cilindros y válvulas. Además, los paneles de control y visualización, equipados con pantallas LCD, paneles táctiles, indicadores LED y sistemas SCADA, facilitan la supervisión en tiempo real y la interacción intuitiva con el sistema. Estos elementos de monitoreo no solo permiten a los estudiantes aprender sobre los principios de la hidráulica y la neumática mediante la observación directa y la manipulación de datos del sistema, sino que también facilitan el diagnóstico temprano de problemas y el mantenimiento preventivo, optimizando el rendimiento y la eficiencia operativa del banco de laboratorio.

## **5 Diseño Metodológico**

Es fundamental definir procesos, investigaciones, técnicas y herramientas para asegurar el pleno desarrollo y logro de los diversos objetivos propuestos al momento de planificar el proyecto de investigación. Se utilizarán diversas estrategias e hipótesis para abordar los objetivos antes mencionados. Para ello, el mencionado proceso se divide en tres partes principales que intentan articular cada una de las diferentes partes que componen el desarrollo de cualquier tipo de diseño de dispositivo o herramienta.

Cada una de las fases anteriores requiere la implementación de un conjunto distinto de actividades y procesos, que se describen a continuación, para permitir el desarrollo de proyectos de investigación.

### **5.1 Etapa preliminar**

Esta primera etapa se abarca todo el proceso necesario para poder comenzar proceso de rediseño, abarcando la determinación del problema, revisión bibliográfica y planteamiento de soluciones.

#### **5.1.1 Determinación del estado del problema**

En esta primera subetapa se contextualizará el estado actual del banco mediante el registro cuantitativo de los factores de funcionamiento actuales y el registro fotográfico del banco, por lo tanto, recolectaremos:

- Potencia de régimen de trabajo del banco.
- Tiempo en alcanzar la temperatura de seguridad del banco.
- Dimensionamiento actual del banco.
- Presión máxima de trabajo

- Captura fotográfica de la ubicación actual de la bomba y depósito de aceite del banco.
- Toma fotográfica del estado interno de la bomba.

### **5.1.2 Revisión bibliográfica**

En esta etapa se recolectará la máxima cantidad de información posible ya que se encuentra necesario poseer los suficientes fundamentos para tener claridad en la ejecución de cada una de las etapas posteriores. Esto deberá ser realizado de forma simultánea con el desarrollo del proyecto de investigación. Dentro de la información que se deberá recolectar se encuentran:

- Consultar sobre los diferentes diseños y construcción de bancos de potencia fluida que poseen la misma funcionalidad que el encontrado en el laboratorio de potencia fluida, ubicado en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander.
- Investigar sobre características, parámetros de funcionamiento y montaje de los sistemas de enfriamiento que se encuentran en el mercado.
- Indagar sobre los dispositivos de control de temperatura que son aplicados en sistemas de potencia fluida.
- Buscar sobre los factores que originan los problemas de cavitación en los sistemas hidráulicos y las soluciones que se han aplicado para dichos problemas.

### **5.1.3 Planteamiento de soluciones**

En esta sección se plantearán todas las posibles soluciones al problema establecido en la primera subetapa teniendo en cuenta la información que fue recolecta en la segunda subetapa. Como consideración se debe tener en cuenta los objetivos del proyecto, los cuales establecen que la solución seleccionada debe mantener las condiciones de funcionamiento optimas.

## **5.2 Proceso de rediseño**

En esta segunda etapa se abordarán todas las tareas requeridas para llevar el proyecto desde la aplicación de leyes físicas y realización de cálculos correspondientes, hasta el montaje y verificación del funcionamiento del rediseño. Las siguientes secciones especificaran el desarrollo de esta fase.

### **5.2.1 Definición de parámetros óptimos de funcionamiento de los equipos**

En esta subetapa se realizarán los cálculos de los parámetros dimensionales, térmicos e hidráulicos del sistema para establecer los requerimientos que deberán tener los equipos que se emplearán. Los parámetros que deberán determinarse son:

- Delta de temperatura media logarítmica del banco
- Coeficiente global de transferencia de calor
- Flujo masico del sistema
- Potencia de arranque
- Consumo energético

### **5.2.2 Selección de componentes**

En esta subetapa se iniciará con la realización del listado de los componentes requeridos para el sistema, teniendo en cuenta los componentes que ya posee el banco actualmente. Luego, se consultarán los catálogos de diversos fabricantes y se seleccionarán los componentes que se ajusten a los parámetros previamente establecidos. Finalmente, se procederán los componentes seleccionados.

### **5.2.3 Montaje del sistema**

En esta sección se tomarán los equipos seleccionados y en el laboratorio se procederá a desmontar las partes del banco anterior. Una vez desmontado se continuará con el acoplamiento de las partes nuevas y con el cambio de los dispositivos que tuvieron que ser reemplazados por unos nuevos.

### **5.2.4 Pruebas funcionales y correcciones del diseño**

En la última etapa se realizará la puesta en marcha del banco rediseñado. Luego, se procederá a hacer las pruebas habituales que se hacen durante el curso de potencia fluida para analizar el comportamiento del rediseño durante la realización de estas. Finalmente, se realizarán las debidas correcciones en caso de ser necesarias.

### **5.2.5 Finalización del proyecto**

En la última etapa, se abarcarán los resultados obtenidos en la sección anterior con el fin de realizar un procesamiento de estos. Después, se compararán estos con los resultados obtenidos en otras bibliografías para así finalmente, poder concluir si los objetivos planteados fueron alcanzados.

## 6 Procedimiento

### 6.1 Diagnostico

El primer acercamiento que se hizo en el proyecto fue efectuar un reconocimiento del estado del banco. Para esto se realizó una inspección visual, que permitió identificar una avería en el visor de nivel de aceite con indicador de temperatura. Posteriormente, se llevó a cabo un montaje simple a ambos lados del banco, que consistió en una válvula direccional de 4 vías dos posiciones, así como 4 mangueras las cuales fueron conectadas a los puertos de presión y de tanque con la válvula direccional, y al cilindro hidráulico con la válvula direccional.

*Figura 10. Visor de aceite original*



Ya con este montaje realizado, se ejecutó la primera prueba sobre el banco, se tomaron registros de la temperatura exterior de las bombas con un termómetro infrarrojo industrial, esto debido a que el indicador de temperatura se encontraba averiado en primera instancia, con esa prueba se encontraron los siguientes resultados.

**Tabla 2. Pruebas de temperatura para diagnostico**

PRUEBAS DE DIAGNOSTICO DEL BANCO	
TEMPERATURA DEL BANCO (°C)	TIEMPO DE OPERACIÓN (Min)
25	0
29	5
34	10
38	15
43	20
47	25
54	30
60	35
67	40
73	45

Los resultados fueron alarmantes dado que el banco presentó un apagón a los 45 minutos de funcionamiento, auditivamente era evidente el esfuerzo de las bombas por mantener la presión y el caudal solicitados por el montaje, debido a esto y al crecimiento lineal de la temperatura que podría suponer un riesgo para los operarios (estudiantes y profesores), se concluyó que era necesario intervenir el equipo tan pronto como fuera posible, para salvaguardar sus componentes y garantizar una práctica segura al momento de su uso, cabe resaltar que la temperatura mayor de esta prueba diagnóstica se tomó como referencia para los cálculos del intercambiador

Ahora teniendo en cuenta las circunstancias observadas y que en el historial del banco a lo largo de sus 12 años de presencia en la escuela, nunca se había realizado un cambio de aceite , se determinó que era importante hacer un análisis respectivo de este para evidenciar que tanto había sido la degradación debido a las posibles altas temperaturas a las que había estado siendo sometido por la ausencia de un enfriador, para ello se realizaría una prueba de infrarrojos para encontrar las impurezas y una prueba de viscosidad a una temperatura determinada para dejar en evidencia su posible deterioro y los cambios en la viscosidad.

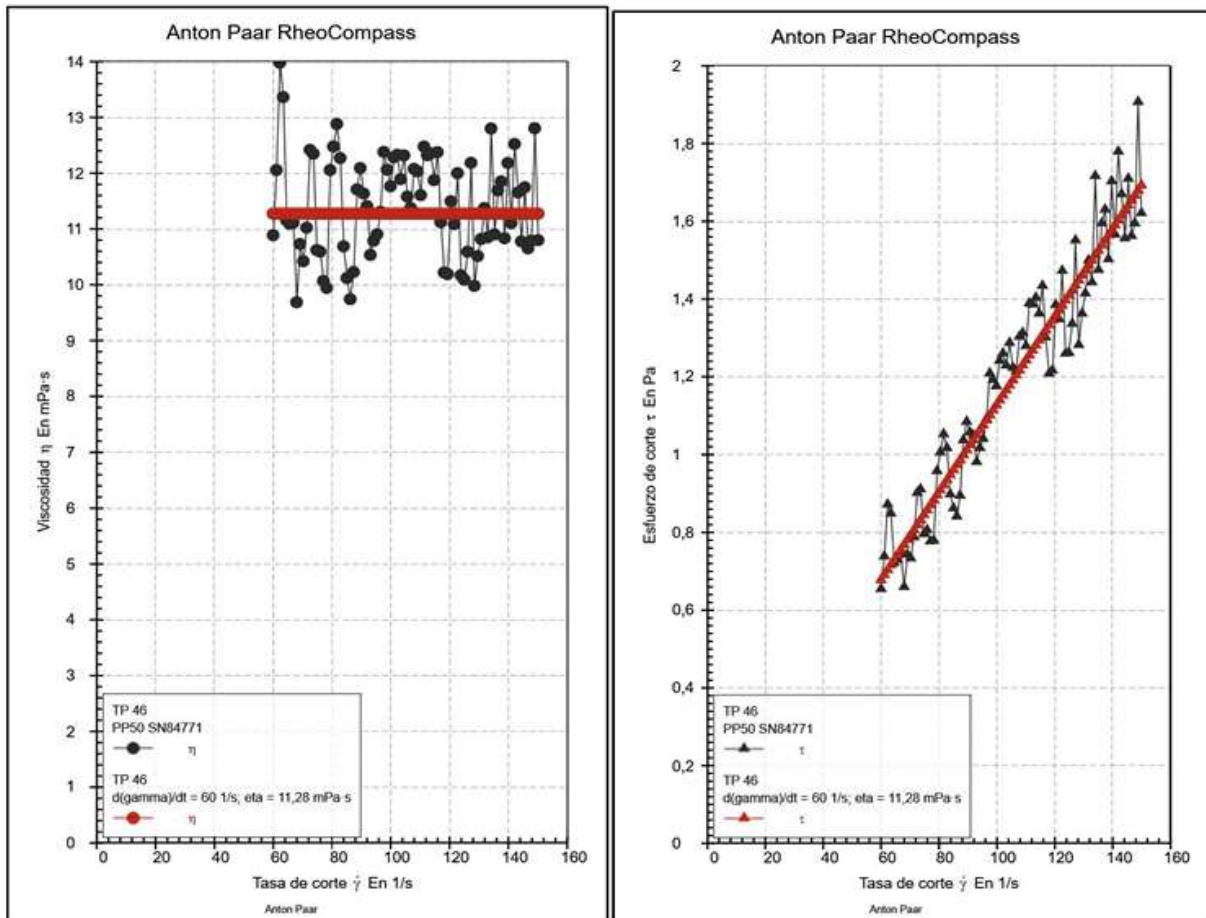
Cuando se extrajo la muestra se pudo apreciar un color sustancialmente más oscuro de lo normal dejando entrever que el aceite posiblemente se había quemado debido a las altas temperaturas a las que se veía sometido y que la presencia de hollín habría tornado su color de esa manera.

***Figura 11. Estado del aceite del banco antes de ser cambiado***



Con la ayuda del laboratorio de la escuela de ingeniería química se programaron dos pruebas ya nombradas anteriormente. A continuación, se evidenciarán los resultados obtenidos tras la realización de la prueba de viscosidad y de FTIR, estas pruebas fueron obtenidas al comparar una muestra actual del aceite usado en el banco REXROTH y otra de este mismo, pero sin haber sido usado previamente.

**Figura 12.** Tasa de corte en función de la viscosidad muestra TP46



En la Figura 12 se muestran los datos de viscosidad obtenidos para la nueva muestra de TP 46. Esta muestra exhibió un comportamiento que se asemeja al de un fluido newtoniano, con viscosidad medida de 11.28 mPa.s. Se observó que esta viscosidad se mantuvo constante

ante variaciones en la velocidad de deformación o tensión aplicada, lo que sugiere una fluidez moderada.

Es necesario tener en cuenta que estas pruebas se realizaron a una temperatura estimada de 80°C, y teniendo en cuenta los datos suministrados por la ficha técnica del fabricante, es posible relacionar los cambios en la viscosidad del aceite en función de la temperatura, en la ficha técnica se aprecia que a 40°C la viscosidad cinemática se ubica en promedio a 46 cSt, a través de un cálculo sencillo se pueden comparar estas viscosidades, teniendo en cuenta que la densidad a 40°C del aceite ISO TP 46 es aproximadamente 865  $kg/m^3$  a partir de su ficha técnica.

$$\mu = v * \rho \quad (3)$$

$$\mu = 46 \text{ cSt} * 0.865 \text{ g/cm}^3$$

$$\mu = 39.79 \text{ mPa} \cdot \text{s}$$

Para calcular la variación con respecto a la temperatura e identificar el porcentaje se realizan las siguientes operaciones:

$$\Delta\mu = 39.79 - 11.28 \quad (4)$$

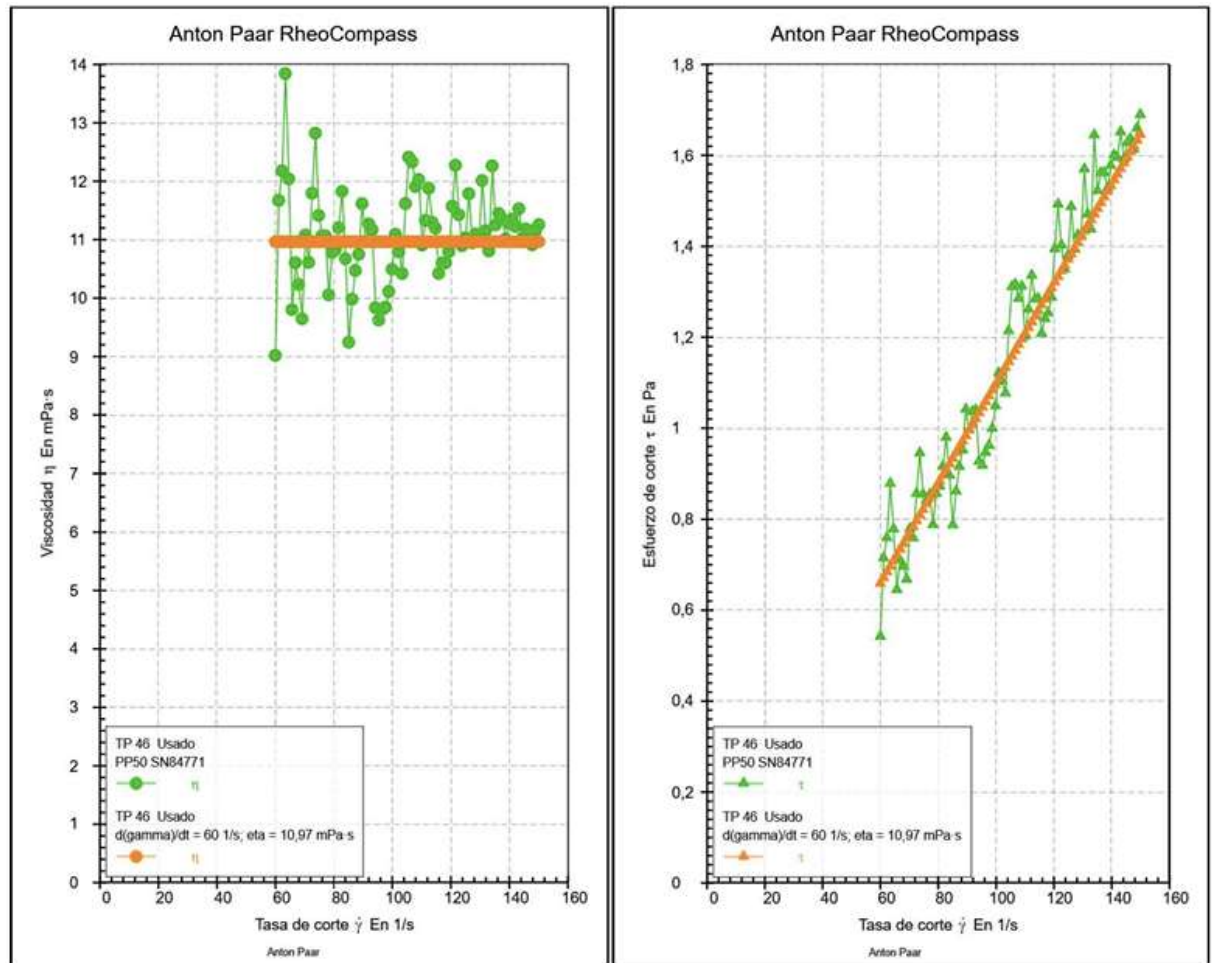
$$\Delta\mu = 28.51$$

$$\%cambio = \frac{28.51}{39.79} * 100$$

$$\%cambio = 71.65$$

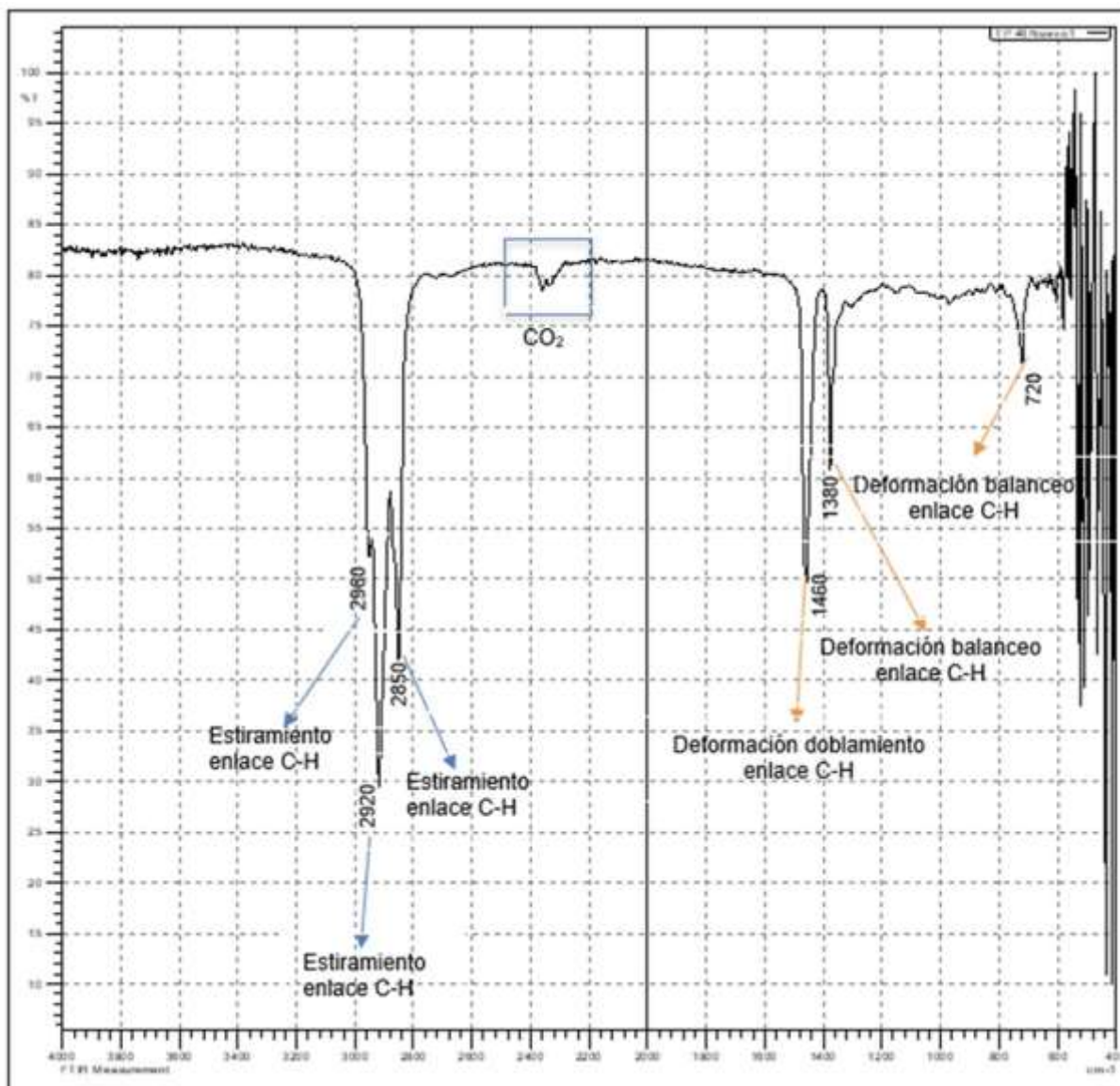
Siendo este un valor bastante representativo, y un posible causante de las fugas a veces presentes en ciertos elementos del banco, por ello la importancia de mantener el aceite dentro de los rangos de operación óptimos,

**Figura 13.** Tasa de corte en función de la viscosidad muestra TP 46 usado.



En la Figura 13, se presentan los datos de viscosidad obtenidos para la muestra TP 46 usada. La cual exhibió una disminución en la viscosidad a 10.97 mPa.s debido al uso continuo, posiblemente por contaminación con diferentes sustancias. Estos cambios podrían ser causados por factores como la presión o el cizallamiento durante el uso.

Figura 14. Espectro infrarrojo TP 46 nuevo



La Figura 14 muestra el espectro infrarrojo de TP 46 nuevo donde se pueden identificar las bandas relacionadas con la tensión (2960 y 2850 cm<sup>-1</sup>) y deformación (1460 y 1380 cm<sup>-1</sup>) del enlace C-H lo que indica que se trata de un alcano. Así mismo, la presencia de la banda de vibración a 720 cm<sup>-1</sup> sugiere que dicho compuesto es poco ramificado o lineal. Cuando se contrasta esta información con la base de datos, se encuentra que coincide en un 90.6% con las parafinas, como se indica en la Figura 15.

Figura 15. Comparación infrarroja TP 46 nuevo con reporte de base de datos

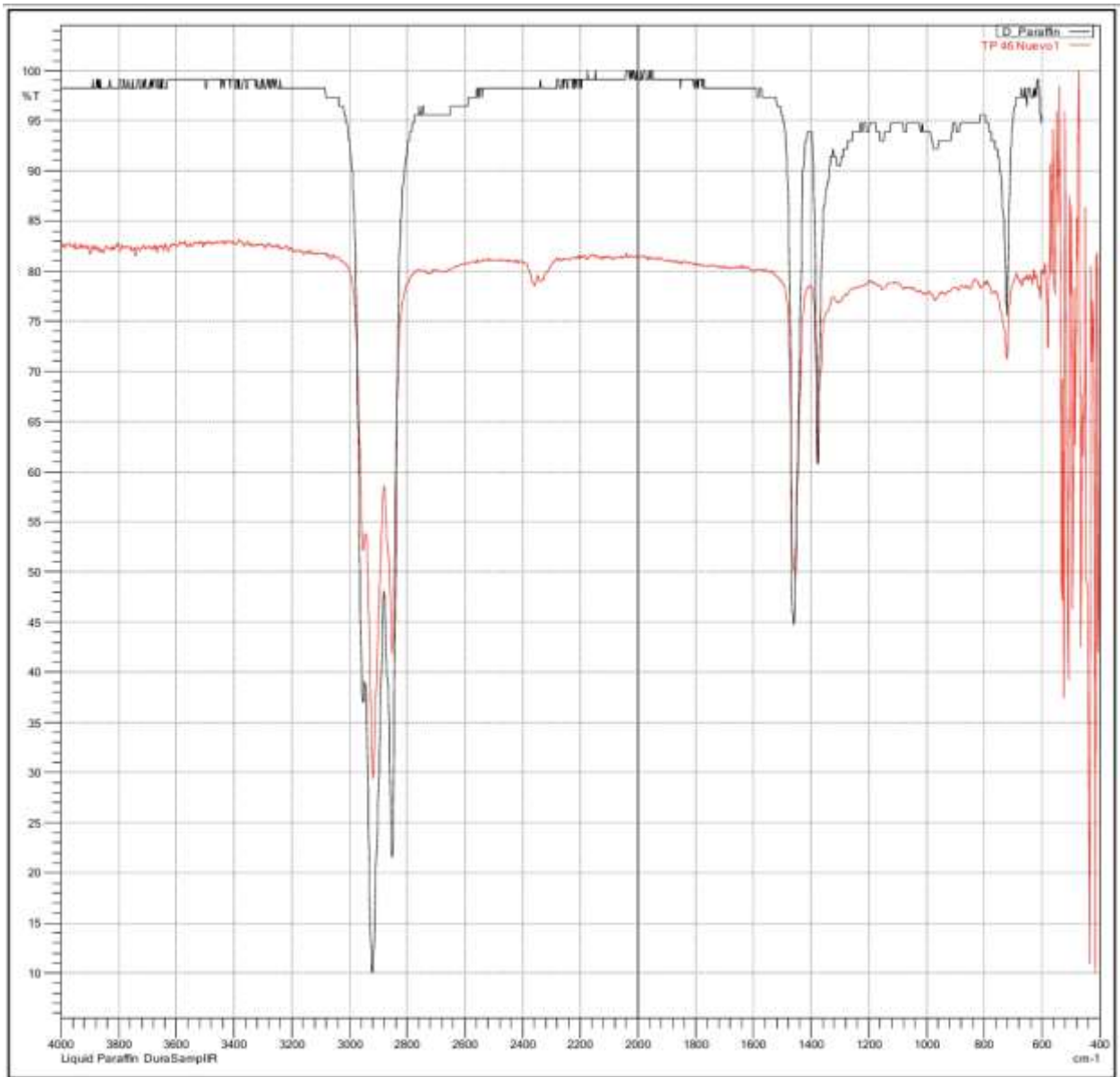
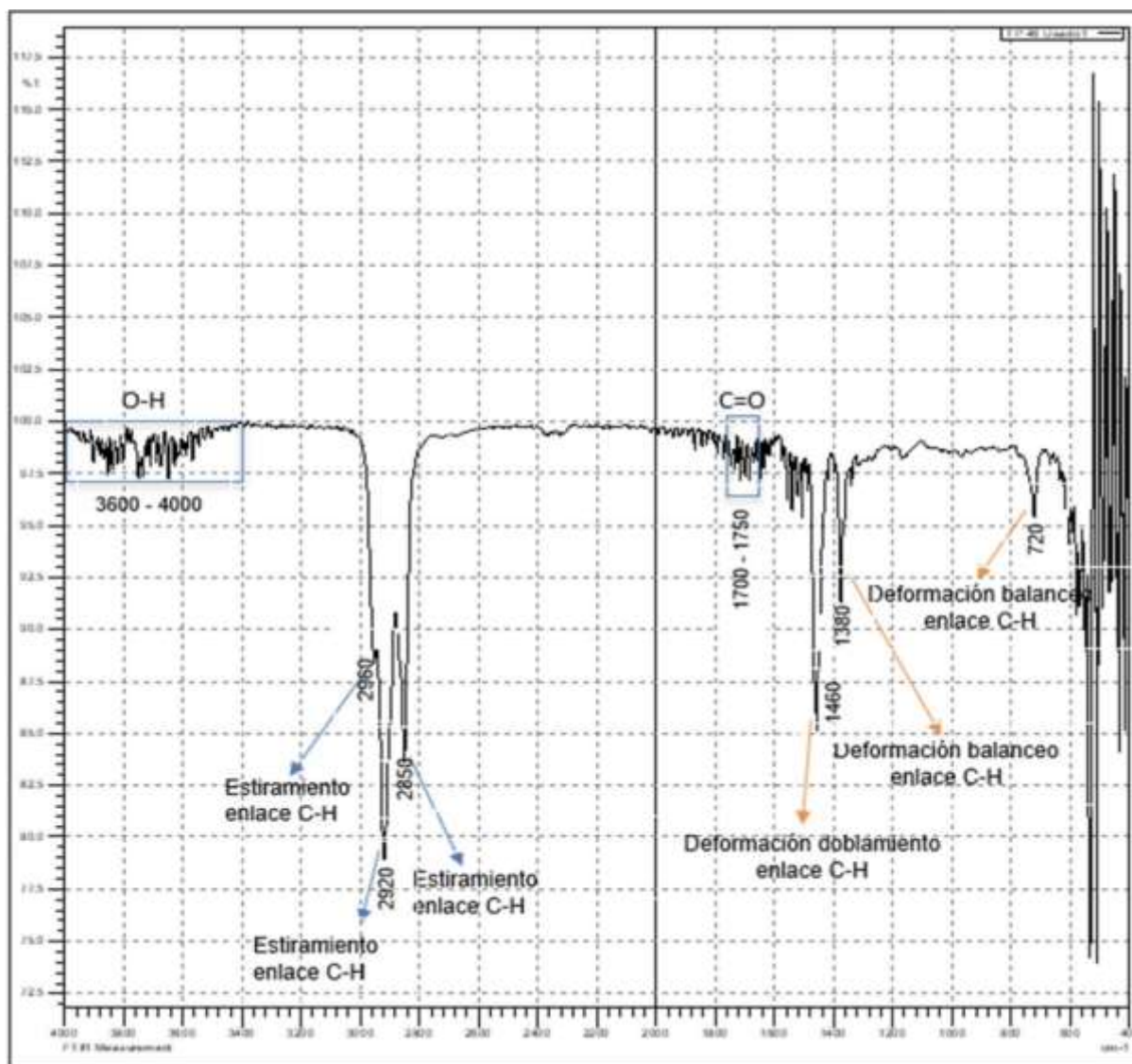
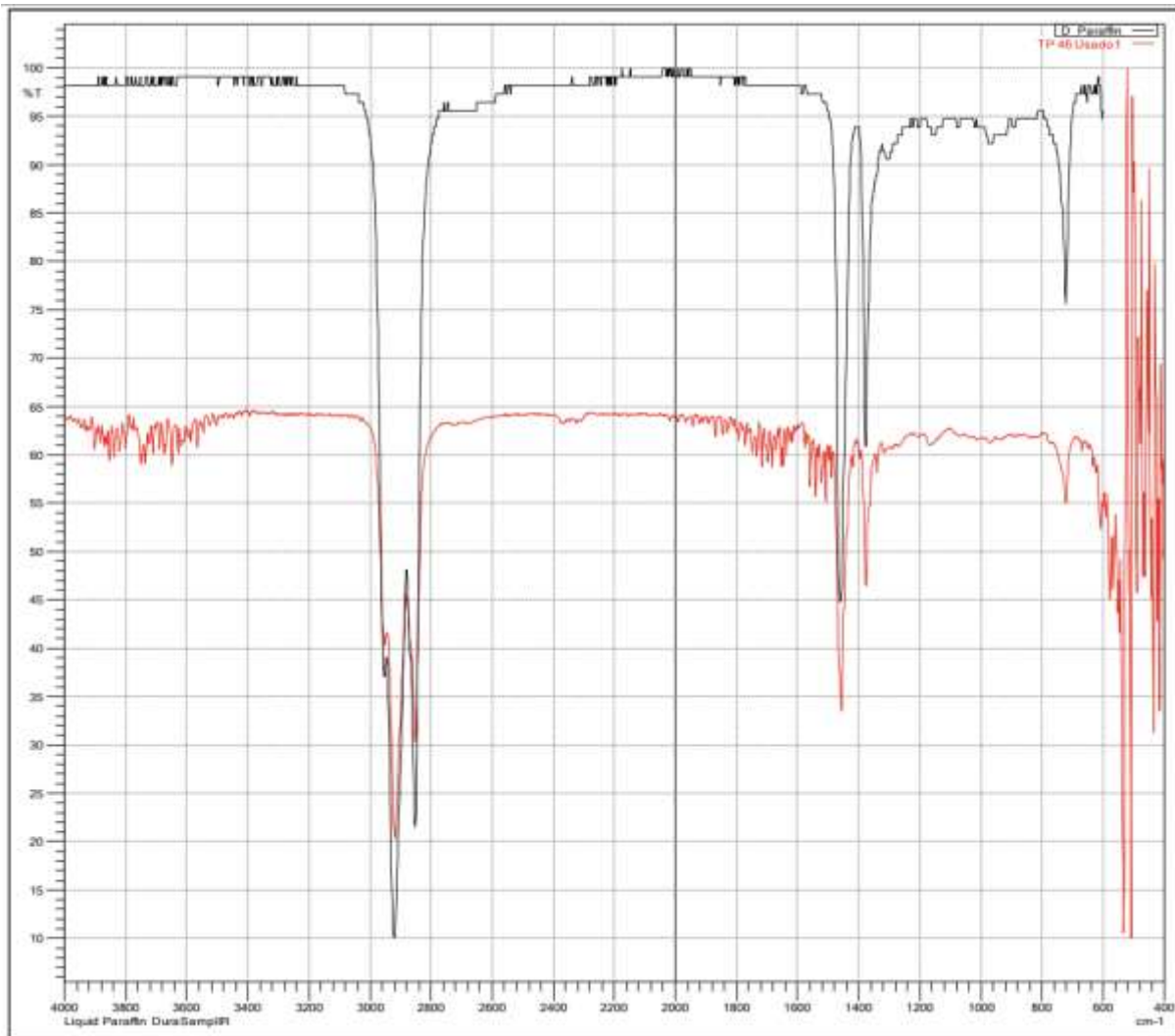


Figura 16. Espectro infrarrojo TP 46 usado



La Figura 16 presenta el espectro infrarrojo del TP 46 usado, exhibiendo nuevamente las bandas identificadas en el espectro del TP 46 nuevo. Sin embargo, en la muestra de TP 46 usado, se detecta la presencia de bandas en las regiones de 3600-4000  $\text{cm}^{-1}$  y 1700-1750  $\text{cm}^{-1}$ , relacionadas con la presencia de oxígeno en forma de grupos alcohol (O-H) y carbonilo (C=O), respectivamente, lo que sugiere que la muestra de TP 46 usada ha experimentado degradación por oxidación.

*Figura 17. Comparación infrarroja TP 46 usado con reporte de base de datos*



A partir de los reportes se puede concluir que el estado del aceite no es el ideal, principalmente por la degradación por oxidación y lo que esto puede conllevar en el rendimiento del aceite como lubricante, a continuación, se enunciarán las posibles causas de esta degradación y las consecuencias de usar un aceite en este estado en un sistema hidráulico.

Son variadas las posibles causas de la presencia de este proceso en el aceite, pero las principales tienen que ver con la temperatura y como ella acelera la reacción del oxígeno con los componentes del aceite, no obstante, la presencia de metales también puede provocar una

aceleración dado que funcionan como catalizadores durante este proceso químico, así como con el tiempo el aceite pierde sus propiedades antioxidantes debido al consumo de los aditivos protectores.

En cuanto a las consecuencias es posible referirse a la aparición de lodos y suciedad precipitados en el fondo del tanque, que pueden representar un riesgo para los filtros, válvulas y demás componentes presentes en el sistema, por otra parte, la reacción de oxidación puede generar ácidos que derivan en la corrosión de los elementos del banco, de igual forma la degradación puede representar una disminución en la eficiencia térmica y la capacidad del aceite de disipar calor, representando esto un eventual sobrecalentamiento y una disminución de sus propiedades lubricantes.

Por tanto, como solución óptima para todas las posibles causas de oxidación se decidió que a la hora de la intervención se abriría el tanque y se inspeccionaría el estado interno para revisar la presencia de lodos, sedimentos y partículas metálicas en el aceite a partir de allí se tomarían las medidas para mejorar sus condiciones.

Para concluir la identificación del estado del equipo, se registró la presión entregada por el banco para verificar que este suministraba la necesaria al sistema para ejercer sus funciones. Al realizar esto se observó que una de las bombas presentaba una presión oscilante, no obstante, aproximadamente 15 min después del encendido, la presión y el caudal empezaron a estabilizarse.

*Figura 18. Manómetro usado para la prueba de presión*

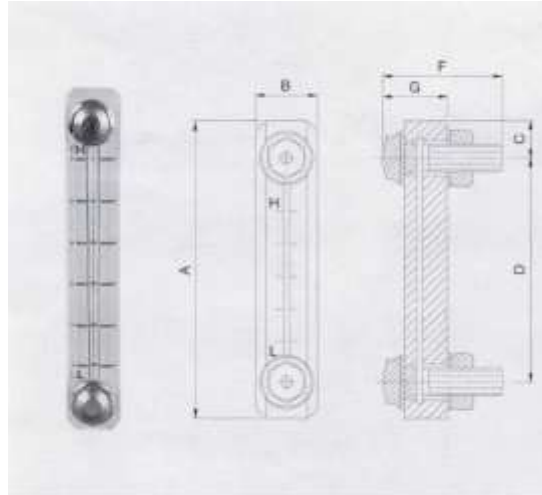


Durante la primera prueba de diagnóstico como se mencionó anteriormente se pudo evidenciar que el nivel de aceite con indicador de temperatura se encontraba en malas condiciones u operando erróneamente debido a que al estar accionado el banco de pruebas ejerciendo sus funciones, la temperatura registrada por este no incrementaba mientras que la temperatura de la bomba y el sistema si lo hacían notoriamente.

Debido a esto se realizó un análisis para determinar cuál sería la acción de mantenimiento más adecuada para solucionar esta situación, por lo tanto, se decidió abrir el tanque y proceder a remover las partes de dicho medidor, con el fin de poder diagnosticar su verdadero estado. Para la inspección primero se planteó que los orificios para toma de muestra de aceite podrían estar tapados por la suciedad entonces se limpiaron manualmente y con aire, posteriormente con un encendedor se subió la temperatura del medidor, sin embargo, se evidenció que la toma de datos era inestable y con una variación alta, dejando en evidencia que el nivel no estaba en óptimas condiciones para seguir operando, por lo tanto, debería ser reemplazado por uno nuevo. Para la selección de este nuevo medidor resulto necesario la toma de dimensiones del dispositivo y las dimensiones de los orificios donde se colocarán los

tornillos que soportarán este. Estas medidas son 182 mm para la medida A, 51 mm para la medida B y un diámetro de  $\frac{3}{4}$  de pulgadas, en la siguiente imagen se aprecian los planos del nivel adquirido.

**Figura 19.** Planos visor de aceite con indicador de nivel de temperatura



## 6.2 Cálculos

Para la selección del intercambiador adecuado para ejercer las funciones sobre el banco fue necesario realizar una serie de cálculos para determinar la potencia requerida en el sistema para alcanzar la temperatura optima y así evitar la degradación del aceite y los demás componentes, teniendo en cuenta estas condiciones y los resultados de las pruebas de diagnóstico se desarrollaron los siguientes cálculos de estabilidad térmica.

Los parámetros para el fluido caliente (Aceite hidráulico TP ISO 46 Lubrigras):

- Temperatura de entrada del aceite ( $T_{FIN}$ ): 73 °C
- Temperatura Óptima de trabajo ( $T_{FOUT}$ ): 50°C
- Caudal de operación: 0.056 L/s (información adquirida con la curva de la bomba), (véase apéndice A.).
- Densidad del aceite hidráulico (información obtenida a través de la ficha técnica del aceite), (véase apéndice B.).

$$32 \text{ grados API} = 0.8654 \text{ GE}$$

$$\rho_{H_2O} \text{ a } 60^\circ\text{F} = 999.016 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{aceite} \text{ a } 60^\circ\text{F} = 999.016 \text{ kg/m}^3 * 0.8654 \text{ GE}$$

$$\rho_{aceite} \text{ a } 60^\circ\text{F} = 864,548 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{aceite} \text{ a } 60^\circ\text{F} = 0.8645 \text{ kg/L}$$

- Calor específico: según la bibliografía los valores del calor específico en aceites hidráulicos oscila entre 1.67 – 2.09 kJ/kg\*K

Como valor promedio se tomará:  $Cp_F = 1.88 \text{ kJ/kg} \cdot K$

- Flujo másico:

$$\dot{m}_F = 0.056 \text{ L/s} * 0.8645 \text{ kg/L} \quad (5)$$

$$\dot{m}_F = 0.0484 \text{ kg/s}$$

Los parámetros para el fluido fueron (aire) fueron los siguientes:

- Temperatura inicial del aire ( $T_{AIN}$ ): 25° C (debido al acondicionamiento del recinto)
- Flujo másico de aire del ventilador para convección forzada:
- $N = 1725 \text{ rpm}$
- $r = 0.145 \text{ m}$
- $A_{\text{ventilador}} = \pi(0.145)^2$
- $A_{C.air} = 0.3525 \text{ m} * 0.3048\text{m}$
- $\rho_{air} \text{ a } 25^\circ\text{C} = 1.19 \text{ kg/m}^3$
- $cp_{air} = 1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$

$$v_1 = N * \frac{2\pi r}{60} \quad (6)$$

$$v_1 = 1725 * \frac{2\pi(0.145)}{60}$$

$$v_1 = 26.193 \text{ m/s}$$

Como hay un cambio de sección debido a que el área del ventilador y el área del ducto no es la misma las velocidades del aire son diferentes, no obstante, como no hay un cambio en las densidades los caudales se conservan cumpliendo con lo siguiente:

$$A_1 V_1 = A_2 V_2 \quad (7)$$

Por tanto:

$$\pi(0.145)^2 * 26.193 = 0.3525 \text{ m} * 0.3048\text{m} * v_2$$

$$v_2 = 16.102 \text{ m/s}$$

$$Caudal_v = v * A_{ventilador} \quad (8)$$

$$Caudal = 26.193 \text{ m/s} * \pi(0.145\text{m})^2$$

$$Caudal = 1.73 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m}_{air} = 1.73 \text{ m}^3/\text{s} * 1.19 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_{air} = 2.0588 \text{ kg/s}$$

Con esta información el siguiente paso es determinar la temperatura de salida del aire para poder trabajar con la ecuación de la temperatura media logarítmica.

$$\dot{m}_F C_{pF} (T_{FIN} - T_{FOUT}) = \dot{m}_{air} C_{p_{air}} (T_{AOUT} - T_{AIN}) \quad (9)$$

$$0.0484 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1.88 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{K} (73 \text{ }^\circ\text{C} - 50 \text{ }^\circ\text{C}) =$$

$$2.0588 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1.005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{K} (T_{AOUT} - 25 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$T_{AOUT} = 26.011 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ya teniendo el valor de la temperatura de salida del aire se procede a calcular el valor de la temperatura media logarítmica mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\text{Ln} (\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

Donde  $\Delta T_1$  y  $\Delta T_2$  equivalen a lo siguiente

$$\Delta T_1 = T_{FIN} - T_{AOUT}$$

$$\Delta T_1 = 73 - 26.011$$

$$\Delta T_1 = 46.989$$

$$\Delta T_2 = T_{FOUT} - T_{AIN}$$

$$\Delta T_2 = 50 - 25$$

$$\Delta T_2 = 25$$

Con estos valores se desarrolla la ecuación de la temperatura media logarítmica

$$\Delta LMTD = \frac{46.989 - 25}{\ln(46.989/25)} \quad (10)$$

$$\Delta LMTD = 34.845 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dado que el flujo es cruzado y no mezclado es necesario aplicar un factor de corrección a la temperatura media logarítmica, este factor se calcula con la siguiente fórmula y los datos son obtenidos de tablas que se encuentran en la sección de anexos, (véase apéndice C.).

$$P = \frac{T_{FOUT} - T_{FIN}}{T_{AIN} - T_{FIN}} \quad (11)$$

$$P = \frac{50 - 73}{25 - 73}$$

$$P = 0.4791$$

$$R = \frac{T_{AIN} - T_{AOUT}}{T_{FOUT} - T_{FIN}} \quad (12)$$

$$R = \frac{25 - 26,011}{50 - 73}$$

$$R = 0.0439$$

$$F = 1$$

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor se asume que los tubos del evaporador son de cobre tipo L de 3/8 in de diámetro nominal, con un espesor de 0.035 in y un diámetro exterior de 0.5 in, (véase apéndice D.).

Para la región interior (aceite hidráulico):

El diámetro interior se calcula restando dos veces el espesor a el diámetro externo, por tanto, tenemos que:

$$D_i = D_e - 2e \quad (13)$$

$$D_i = 0.5 - 2(0.035)$$

$$D_i = 0.43 \text{ in} = 0.010922 \text{ m}$$

Posterior a esto se procede a calcular la velocidad lineal dentro del tubo

$$V_f = \frac{\dot{m}_F}{\rho_{\text{aceite}} * \frac{\pi D_i^2}{4}} \quad (14)$$

$$V_f = \frac{0.0285}{864.6 * \pi \frac{0.010922^2}{4}}$$

$$V_f = 0.5977 \text{ m/s}$$

Para el cálculo del Reynolds es necesario conocer la viscosidad cinemática del aceite hidráulico según la ficha técnica de lubrigras se encuentra entre 41.4 – 50.6 cSt, se toma un valor de 46 cSt dentro del rango.

$$v = 46 \text{ cSt}$$

$$v = 0.000046 \text{ m}^2/\text{s}$$

Entonces para calcular el Reynolds tenemos:

$$R_e = \frac{V_f D_i}{v} \quad (15)$$

$$R_e = \frac{0.5977 * 0.010922}{0.000046}$$

$$R_e = 141.918 < 2300$$

El flujo es laminar.

Para condiciones de flujo laminar y calor constante en la pared el valor del número de Nusselt es constante = 3.66, (véase apéndice F.).

Teniendo en cuenta la longitud de entrada al intercambiador, también conocida como longitud de desarrollo tenemos que:

$$L_e = 0.05 * R_e * D_i \quad (16)$$

$$L_e = 0.05 * 141.918 * 0.010922$$

$$L_e = 0.0775 \text{ m}$$

Como la ubicación del enfriador representaría una longitud de entrada mayor a la calculada, el flujo laminar ya estaría completamente desarrollado por tanto es correcto tomar el valor de Nusselt constante de 3.66.

$$\frac{h \cdot D_i}{k} = 3.66 \quad (17)$$

A través de las tablas termodinámicas del aceite (véase apéndice E.) se obtienen las propiedades necesarias para continuar con los cálculos. Para 73°:  $k=0.138 \text{ W/mK}$ . Entonces el coeficiente de transferencia de calor por convección es:

$$h = \frac{3.66 * 0.138}{0.010922}$$

$$h = 46.244 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Para la región exterior (aire)

Es necesario el valor de la viscosidad cinemática del aire en las condiciones ambientales de Bucaramanga, a 959 metros sobre el nivel del mar el valor aproximado de la presión es de 680 mmHg, con una temperatura acondicionada de 25°C, la viscosidad cinemática se aproxima a:

$$v_{air} = 0.00001745 \text{ m}^2/\text{s}$$

Con ello el valor del Reynolds es el siguiente:

$$R_e = \frac{V_2 \cdot D_e}{v_{air}} \quad (18)$$

$$R_e = \frac{16.102 * 0.0127}{0.00001745}$$

$$R_e = 11719.411 < 200000$$

Flujo laminar.

Para el cálculo del Nusselt se usa la tabla presente en anexos “correlaciones empíricas para el numero de Nusselt promedio para convección forzada sobre cilindros circulares” (véase apéndice G.), de allí se obtiene que para un Reynolds entre 4000-40000:

$$Nu = 0.193R_e^{0.618}P_r^{\frac{1}{3}} \quad (19)$$

En la tabla de propiedades del aire A-15 (véase apéndice H.), se obtiene el número de Prandtl para la temperatura ambiente y la conductividad térmica, el cual corresponde a:

$$P_r = 0.7296$$

$$k = 0.02551 \text{ W/mK}$$

Entonces el valor del Nusselt es:

$$Nu = 0.193 * 11719.411 * 0.7296^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu = 56.82$$

$$\frac{h * D_e}{k} = Nu \quad (20)$$

Entonces el coeficiente de transferencia de calor por convección es:

$$h = \frac{56.82 * 0.02551}{0.0127}$$

$$h = 114,132 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Finalmente, para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor es necesario tener en cuenta algo llamado factor de incrustación representativo este se obtiene en el apéndice I, con base al fluido que pasa externamente por los tubos del enfriador, que en este caso es el aire.

$$R_f = 0.0004 \text{ m}^2 * \text{ }^\circ\text{C/W}$$

Otro dato de vital importancia es el coeficiente de conducción térmica del cobre, material del que están hechos los tubos el cual fue tomado del apéndice J.

$$k_{cu} = 385 \text{ W/mK}$$

Asumiendo una longitud de serpentín para este tipo de intercambiadores entre 0,3 y 1 m

$$L = 0.7 \text{ m}$$

Entonces:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + R_f + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi * k_{cu} * L}} \quad (21)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{46.244} + \frac{1}{114,132} + 0.0004 + \frac{\text{Ln}\left(\frac{0.0127}{0.010922}\right)}{2\pi * 385 * 0.7}}$$

$$U = 32,388 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Es un U un tanto bajo para la aplicación, no obstante, el principal motivo es el bajo caudal del aceite hidráulico.

Finalmente se calcula el área mínima requerida por el enfriador a través de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = \Delta LMTD * U * A \quad (22)$$

Donde

$$\dot{Q} = m_F * C_{pF} * (T_{FIN} - T_{FOUT}) \quad (23)$$

$$\dot{Q} = 0.0484 * 1.88 * (73 - 50)$$

$$\dot{Q} = 2.093 \text{ kW}$$

Entonces:

$$A = \frac{\dot{Q}}{\Delta LMTD * U} \quad (24)$$

$$A = \frac{2.093}{34.031 * 32,388}$$

$$A = 1.8548 \text{ m}^2$$

Ahora con estos resultados ya se tienen los parámetros de selección del enfriador, los cuales son la carga térmica y el área de transferencia de calor respectivamente, cualquier equipo que cumpla con estos 2 requisitos podrá ser utilizado para suplir las necesidades del banco.

En este caso se decidió trabajar con la línea AO de la marca Thermal Transfer Products, donde mediante su catálogo se seleccionó el equipo AO-15, en la sección de anexos se puede apreciar el catálogo del equipo y la metodología de selección planteada por la compañía. (véase apéndice K.).

**Figura 20.** Intercambiador de calor AO-15



**Nota:** Tomado de Industrial Service Solutions, Thermal transfer AO-15 3 phase xp motor air-cooled oil cooler. (<https://www.eindustrialsolutions.com/thermal-transfer-ao-15-3-phase-xp-motor-air-cooled-oil-cooler>)

### **6.3 Intervencion**

Esta sección se enfoca en la descripción del montaje y disposición de cada uno de los elementos que hacen parte del rediseño, así como en qué actividades se realizaron para el cumplimiento de los objetivos del proyecto. Para comenzar, se efectuó la selección del intercambiador de calor teniendo en cuenta los resultados obtenidos en la anterior sección. Se realizó una búsqueda en línea para revisar los intercambiadores de calor que ofrecían los diferentes proveedores, teniendo en cuenta el tipo de fluido que este debía enfriar, se determinó que el enfriador más adecuado para desempeñar esta tarea es un enfriador aire-aceite.

Posteriormente, se determinó cual sería la mejor disposición para el enfriador seleccionado. Durante este análisis, surgieron dos alternativas de solución, la primera sería realizar una construcción de un bastidor externo que pudiera soportar el intercambiador de calor y la segunda alternativa consistía en remover una cajonera del diseño original de la estación de trabajo para así disponer de este espacio para la instalación del enfriador. Después de un análisis de ambas opciones, teniendo en cuenta parámetros como lo son costos de construcción, estética, operabilidad, espacio disponible para la ejecución de estas opciones y la necesidad de conservar el concepto de estación de trabajo como un solo conjunto, se concluyó que la mejor opción sería la opción número dos, ya que el único gasto que se debía incurrir consistía en la compra de una lámina de acero para soportar el intercambiador de calor y su maquinado que consistiría solo en el doblado los bordes posterior, anterior y lateral derecho, y finalmente un recubrimiento de pintura electroestática para evitar la degradación de la lámina y mantener la estética del banco.

**Tabla 3. Comparación entre opciones de montaje para el IC**

Opción 1	Opción 2
Realización de un bastidor externo para soportar el enfriador	Adicionamiento de una placa de acero como soporte del enfriador
Costo del material para la realización del bastidor = 450.000	Costo de una laminada de acero de 1x1 m = 70.000
Costo de maquinado	Costo de maquinado
Costo del recubrimiento	Costo del recubrimiento
Costo de 4 rodachines de 2 pulgadas de diámetro	Costo de 4 rodachines de 2 pulgadas de diámetro
Tiempo de realización	Tiempo de realización

Una vez seleccionada la alternativa se procedió a llevarla a cabo, para comenzar se tomaron las medidas necesarias para cortar la lámina y hacer los tres respectivos dobleces. Este trabajo fue realizado en el taller de manufactura de la Escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander. Después de ser doblada y de realizarle las perforaciones necesarias para colocar la tornillería que la adherirá al bastidor y permitirá ensamblar el enfriador, la placa se recubrió con pintura electroestática para evitar corrosión. Finalmente, se tomó la placa y se procedió a disponerla en el bastidor, para esto fue necesario remover la cajonera que poseía originalmente la estación de trabajo, y cubrir ese espacio con la lámina de acero, haciendo uso de 4 tornillos de fijación, que originalmente sostenían la cajonera.

Debido a que la cajonera portaba elementos hidráulicos que se usan en las pruebas en el banco, se procedió a instalarle 4 rodachines de 2 pulgadas de diámetro con frenos para que permitan la fácil movilidad y fijación de la cajonera, y que además soporten adecuadamente el peso.

*Figura 21. Cajonera con rodachines*



Con la lámina de acero ya en su lugar resultó necesario la adquisición de un material que evite el contacto metal - metal entre el enfriador y el bastidor del banco, ya que al poseer un motor para accionar el ventilador que permite la convección forzada, el enfriador está sujeto a vibraciones que pueden alterar la integridad del sistema, para ello se realizó la compra de neopreno laminado teniendo en cuenta que es un material que puede estar expuesto a posibles fugas de aceite sin degradarse por su presencia, a diferencia del neopreno usado en las suelas de los zapatos, Para conocer las medidas ideales se dimensionó la base del intercambiador y se

determinó la longitud que debía tener el espaciamiento entre la los límites del intercambiador y el final de la lámina de neopreno con esto en mente se adquirió una lámina de 60\*30 cm a la que se le hicieron las perforaciones pertinentes para realizar el ensamble del enfriador al bastidor.

*Figura 22. Banco con el intercambiador de calor incorporado*



Con esta primera parte finalizada lo que quedaba era integrar el enfriador en el sistema hidráulico para ello se debía analizar cómo funcionaba el retorno a tanque del sistema, se pudo identificar que de los 2 distribuidores de manguera del banco se redirigían 4 puertos directamente a tanque, no obstante solo 2 de ellos pasaban por un filtro ubicado en la tapa del tanque, teniendo en cuenta que todos los retornos a tanque debían pasar por el intercambiador de calor y que este solo poseía una línea de alimentación, tomando como referencia otros bancos del laboratorio de potencia fluida surgió la idea de construir un distribuidor hidráulico donde recaerían las 4 mangueras y pasarían a una sola línea de salida de  $\frac{3}{4}$  “ de diámetro que pasaría a ser la línea de entrada al enfriador.

Para la construcción del distribuidor hidráulico se realizó la compra de un tubo de sección cuadrada de calibre 18 y de una longitud de 40 cm. Adicionalmente fueron comprados 5 racores, 2 de 3/8 de pulgada y 2 de 5/16 de pulgada para la conexión de las líneas de descarga al distribuidor y 1 de 3/4 de pulgada para la salida del distribuidor, complementario a ello se adquirieron 4 tuercas que se soldaron a la parte superior del tubo para poder acoplar los racores junto con las mangueras provenientes de los distribuidores del banco. Luego, se tomó el tubo, los racores, las tuercas y dos pequeñas láminas de acero para cubrir los extremos del tubo, con estos materiales se procedió a soldar las láminas de acero, a soldar las tuercas y ajustar los racores en su correspondiente posición.

***Figura 23. Distribuidor hidráulico con los racores ya acoplados***



Con el fin de cerciorarse que en el trabajo de soldadura no hubieran quedado fugas remanentes se decidió realizar una prueba de estanqueidad al distribuidor, para ello se compró un tapón para la salida de  $\frac{3}{4}$  y se abasteció el distribuidor con thinner, se mantuvo de esta forma durante una noche sobre una capa de papel periódico que permitiría visualizar la presencia de alguna fuga, finalmente antes de pintarlo con pintura electrostática se realizó un lavado de la pieza para eliminar posibles residuos metálicos u oxido.

*Figura 24. Disposición final del distribuidor hidráulico*



Teniendo en cuenta la construcción anterior, fue necesario aplicar unas modificaciones a las líneas de retorno, esto debido a que según la nueva posición del distribuidor de manguera que se encontraría en la zona del cárter las longitudes de las mangueras no serían suficientes para llegar abastecerlo, por tanto, fue necesario construir cuatro nuevas mangueras con los mismos tipos de conexiones pero con una dimensión mayor ajustándose a los requerimientos posteriormente se instalaron con teflón sobre los racores macho para evitar fugas.

Luego, se procedió a conectar la línea salida del distribuidor hidráulico a la entrada del intercambiador, para esto fue necesario comprar una manguera que cumpliera con los requerimientos tanto de conexión como de presión en la línea. Con esto en mente fue necesario comprar un codo que haga la disminución de sección de la entrada del intercambiador de 1 ¼ “ a 1” para permitir la conexión de la manguera a este, hay que resaltar que también es necesario adquirir una manguera y otro codo para permitir la salida del fluido del intercambiador y que esta regrese al tanque hidráulico, de igual forma las medidas no fueron seleccionadas arbitrariamente, las selecciones de los diámetros de manguera se realizaron el objetivo de reducir al máximo las pérdidas producidas por cambios bruscos de sección en la línea. Es imperativo recordar que fue necesario cerrar la línea de conexión de bypass que posee el intercambiador para evitar que el aceite se escape por esa zona, para ello se usó un tapón de 1 ¼”.

Como nota adicional a las modificaciones hidráulicas, hemos de agregar que antes de los cambios hechos a las líneas hidráulicas, solo 2 de las 4 pasaban por el filtro hidráulico mientras que las otras dos eran descargadas directamente a tanque, estas dos eran las líneas que dirigían el fluido procedente del accionamiento del venteo del banco. Ahora todas las líneas atraviesan el filtro proporcionándonos un retorno más limpio del fluido sin importar el tipo de accionamiento efectuado.

Posteriormente como se mencionó en la sección de diagnóstico, era necesario realizar un mantenimiento al tanque para cambiar el visor y el aceite. Para esto se procedió a vaciar el tanque, mediante la desconexión de las mangueras de la línea de descarga y dejando está reposando sobre una pimpina de aceite la cual acumularía todo el aceite y con el posterior

accionamiento del banco para que el aceite pueda ser impulsado teniendo mucho cuidado con los niveles de aceite para que la bomba no tuviera riesgo de succionar aire y comenzara a cavitarse. Cuando el tanque solo poseía  $\frac{1}{4}$  de su capacidad y el nivel de aceite se estaba acercando a la boquilla del tubo de succión de la bomba, se apagó el banco y se procedió a retirar el resto del aceite de forma manual hasta que el tanque estuviera completamente vacío.

*Figura 25. Interior del tanque justo antes de la limpieza de este*



En el fondo del tanque se pudieron apreciar sedimentos de un tono grisáceo, una especie de lodo, ratificando las consecuencias de la oxidación del aceite, de igual manera se encontraron virutas metálicas bastante pequeñas y de una tonalidad azul probablemente pertenecientes a la carcasa de la bomba o a la tapa del tanque, cabe resaltar que estas virutas son un factor determinante en el proceso de oxidación, por ello se realizó una limpieza rigurosa en el fondo del tanque.

*Figura 26. Residuos encontrados al interior del tanque*



Una vez el tanque estuvo vacío se procedió a desinstalar el visor de la marca REXROTH y a reemplazarlo por el nivel de aceite LS-5 de la marca KOMPASS que si podía ser adquirido en el país. Para la instalación de este se usaron las arandelas, tornillos y tuercas que poseían su predecesor. Una vez todo estuvo instalado, fue necesario llenar el tanque con aceite nuevamente (aceite TP46), se verifico que el visor de nivel no presentara ninguna fuga y estuviera funcionando correctamente, se accionó el banco para corroborar que el termómetro del visor estuviera registrando los aumentos de temperatura.

*Figura 27. Visor de aceite LS-5 ya instalado*



Luego, fue necesario realizar una modificación a la línea de alimentación eléctrica del banco actual ya que esta al ser alimentada por un voltaje de 220 voltios y el motor del intercambiador de calor al tener un requisito de funcionamiento de 110 voltios fue necesario agregar una línea de neutro de la línea eléctrica para permitir este cambio, al igual que cambiar la clavija del conector eléctrico. Una vez realizados estos cambios, se conectó el enfriador a la fuente de alimentación del banco para que, de esta manera al ser encendido el banco, el enfriador también se encienda simultáneamente.

Por último, se adicionaron un par de finales de carrera normalmente abiertos y un indicador visual (bombillo LED), esto con el fin de que estos al ser accionados los finales de carrera permitan pasar la electricidad y con esto encender la luz LED. Lo anterior es realizado con el fin de que al accionar la palanca de venteo esta pulse el final de carrera y este permita el paso de energía a la luz led y este brille indicándonos que el banco se encuentra en la función de venteo. Para poder sostener el final de carrera y el bombillo LED fueron diseñadas y maquinadas 4 platinas de acero, dos de estas con el fin de sostener los finales de carrera y mediante el uso de tornillos fijarlos al bastidor del banco, mientras que el otro par de placas se usó para poder levantar hasta una distancia visible a los dos pares de bombillos LED.

*Figura 28. Platina con final de carrera mecánico para encendido del LED*



*Figura 29. LED*



Finalmente, se hace una prueba del funcionamiento de la instalación hidráulica para comprobar que el aceite fluye por todas las mangueras, pasa por el distribuidor, el intercambiador, regresa al tanque y que no haya fugas presentes a lo largo de todas las líneas hidráulicas.

Como resultado de la intervención realizada al banco se retiraron ciertos elementos de su sistema que en este momento están a disposición del laboratorio de potencia fluida, entre estos elementos están, 4 mangueras, un nivel y una pieza de tubería de conexión, se deja un registro fotográfico de las piezas retiradas del sistema, por si en algún momento pueden llegar a ser necesarias nuevamente.

***Figura 30. Mangueras originales del banco***



*Figura 31. Antigua conexión de entrada al filtro del tanque*



*Figura 32. Antiguo visor de aceite con nivel de temperatura*



Concluido esto, se procedió a realizar las respectivas pruebas térmicas para rectificar el correcto funcionamiento del enfriador, para esto se tomó un registro tanto de la temperatura

superficial de la bomba hidráulica como del aceite, para esto se acciono el banco durante 1 hora y se tomó registro de la temperatura cada 5 minutos. Así también, se realizó una prueba hidráulica para establecer las curvas de las bombas.

#### **6.4 Experimentación y resultados**

Con la intervención ya culminada y el aceite circulando correctamente por el sistema se plantearon distintas pruebas para verificar que los objetivos fueran alcanzados, con la temperatura como parte crucial del éxito en la integración del enfriador al banco Rexroth.

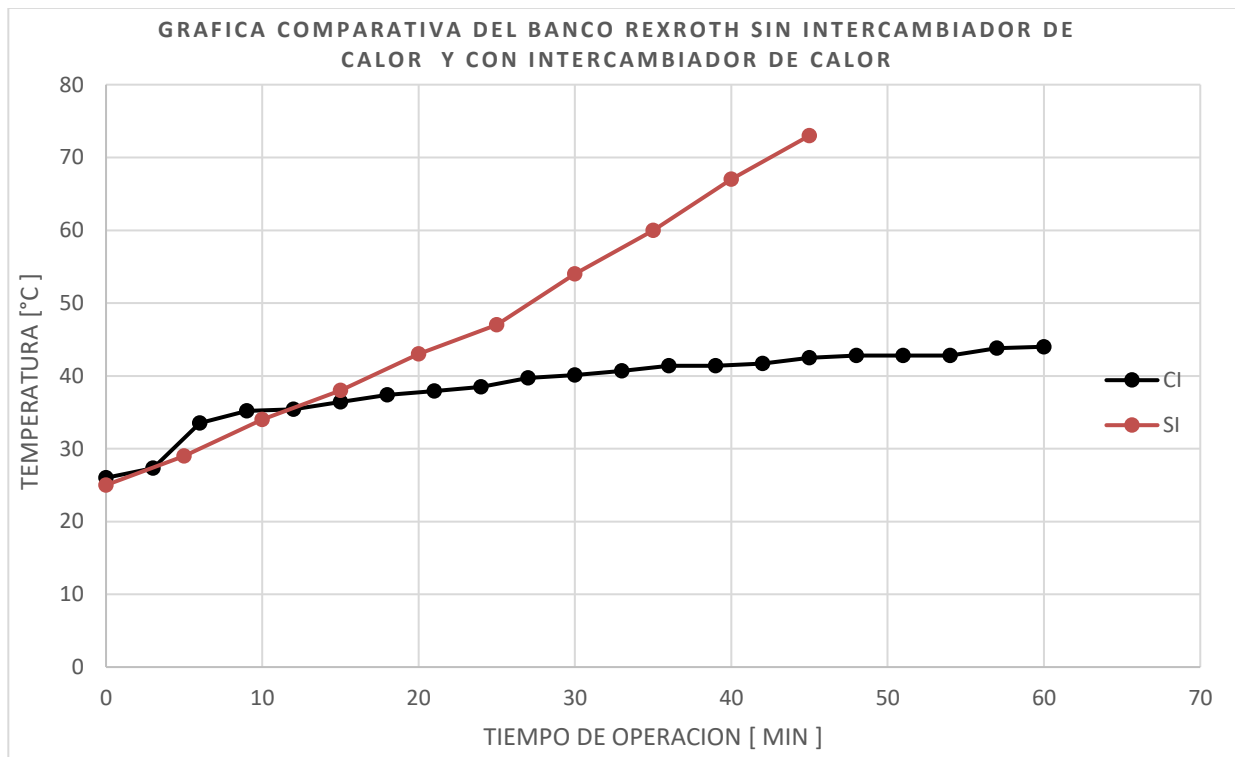
Como prueba inicial se realizó exactamente el mismo montaje que en la prueba diagnóstica y se desarrolló la toma de datos de forma idéntica, para mostrar un contraste entre el banco funcionando sin enfriador y con este. En la siguiente tabla pueden apreciarse los resultados sustanciales obtenidos con el enfriador interviniendo en el fluido.

**Tabla 4. Pruebas de temperatura posteriores a la instalación**

PRUEBAS POSTERIORES A LA INSTALACION DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	
TEMPERATURA DEL BANCO (°C)	TIEMPO DE OPERACIÓN (Min)
26	0
27,3	3
33,5	6
35,2	9
35,4	12
36,4	15
37,4	18
37,9	21
38,5	24
39,7	27
40,1	30
40,7	33
41,4	36
41,4	39
41,7	42
42,5	45
42,8	48
42,8	51
42,8	54
43,8	57
44	60

Con esta primera prueba se aprecia que efectivamente la temperatura del banco se incrementa a un ritmo menor que cuando el banco no había sido sometido a mantenimiento y no tenía integrada el enfriador en su sistema, en la siguiente grafica pueden visualizarse de mejor manera estas diferencias.

**Figura 33.** Gráfica comparativa del banco REXROTH sin intercambiador de calor vs con intercambiador de calor



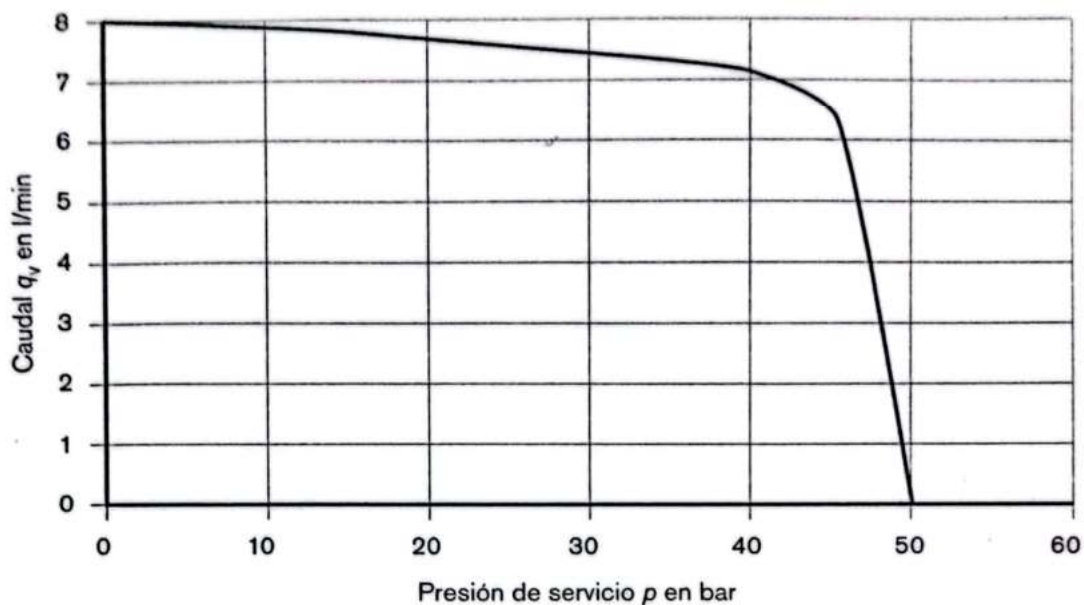
Como puede observarse la pendiente de la gráfica color rojo es mucho más pronunciada que el color negro indicando un incremento mayor de la temperatura en función del tiempo tal como era esperado.

Durante la nueva prueba con el intercambiador incorporado al sistema, ocurrió algo inesperado y fue un nuevo apagón, esto fue sorprendente dado que se esperaba que el tiempo de trabajo continuo se extendiera junto con la disminución de la temperatura del sistema, con esto en mente se planteó la hipótesis de que el problema en este aspecto era proveniente de la sección eléctrica, es decir, del consumo energético del banco.

Teniendo en cuenta que el consumo es directamente proporcional al caudal y a la presión requerida por el sistema se analizaron estos parámetros de operación en las 2 bombas, encontrando un desbalance notable, donde una bomba alcanzaba presiones cercanas a los 80 bar y la otra no excedía los 25 bar, este desbalance suponía un consumo energético considerable, que calentaba los circuitos y disparaba los relees térmicos que protegen el sistema eléctrico del banco, al balancear la presión en las bombas mediante ajustes en el compensador de cada una de ellas, se pudo realizar un trabajo continuo de incluso 4 horas.

Finalmente, las bombas se establecieron en presiones de 45 y 47 bar respectivamente como tope, una presión más que suficiente para operar los circuitos hidráulicos propuestos en los laboratorios de potencia fluida, a continuación, se muestran las nuevas curvas de las bombas en el estado actual y se comparan con la curva de los registros de años anteriores.

*Figura 34. Gráfica caudal vs presión de las bombas del banco en su estado de fábrica*

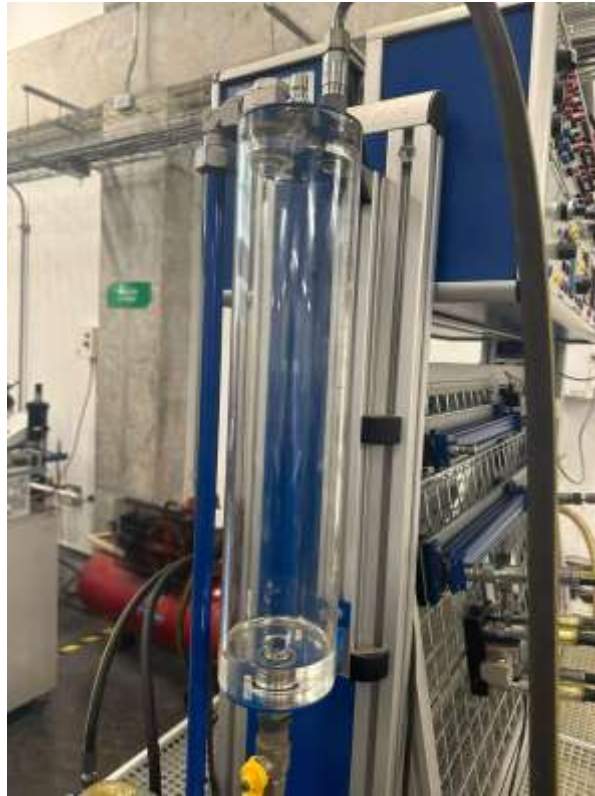


Para la medición de estos parámetros se realizaron 2 montajes diferentes con el fin de corroborar los resultados obtenidos.

Para la primera medición se utilizó una válvula reguladora de presión, la probeta graduada del banco, un manómetro y un cronómetro, se realizó inicialmente la conexión de una línea de potencia del distribuidor a la válvula reguladora de presión y de la salida de la válvula a la probeta graduada, no obstante se cerró la llave de acceso de fluido a la probeta mientras se taraban las presiones con la válvula reguladora, el procedimiento después de ya realizado el montaje fue el siguiente; cuando se tuviera listo el cronómetro la llave de acceso a la probeta se abría y se medían los segundos que tardaba en llenarse un litro la probeta, con cada presión se hacían tres medidas para hallar un valor aproximado y disminuir el porcentaje de error, este

procedimiento se llevó a cabo para cada presión mostrada en las tablas de resultados, estas pruebas se hicieron para cada bomba del sistema.

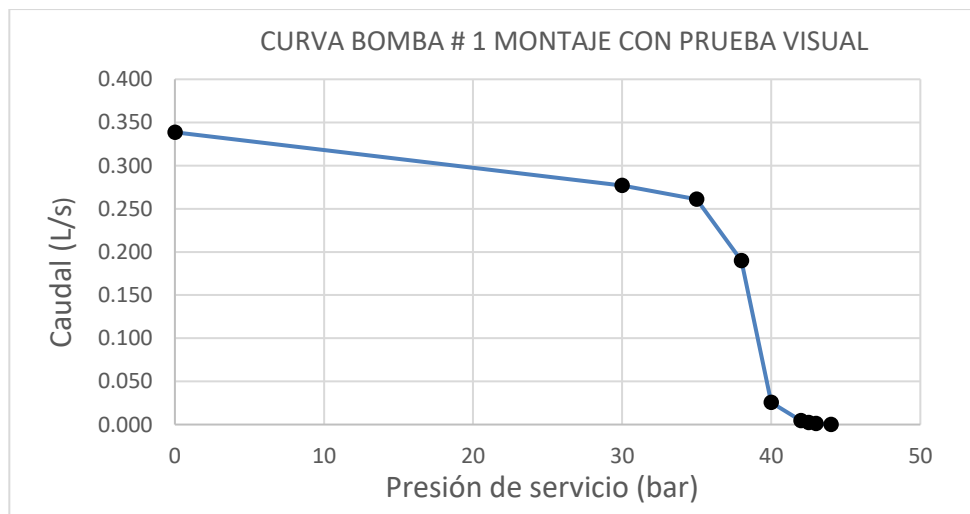
*Figura 35. Acumulador banco REXROTH*



**Tabla 5.** Registro de resultados de la prueba de presión bomba 1

CURVA BOMBA # 1 MONTAJE CON PRUEBA VISUAL						
PRESIÓN(bar)	V (L)	TIEMPO (S)			TIEMPO PROM	Q (L/s)
0	1	3,01	2,97	2,88	2,953	0,339
30	1	3,6	3,65	3,58	3,610	0,277
35	1	3,79	3,86	3,84	3,830	0,261
38	1	5,32	5,1	5,4	5,273	0,190
40	1	39,07	38,85	39,18	39,033	0,026
42	1	220	223,5	222,21	221,903	0,005
42,5	1	480,15	479,84	477,92	479,303	0,002
43	1	1040,24	1043,38	1041,56	1041,727	0,001
44	1	0	0	0	0,000	0

**Figura 36.** Curva de la bomba numero 1 caudal vs presión sin caudalímetro

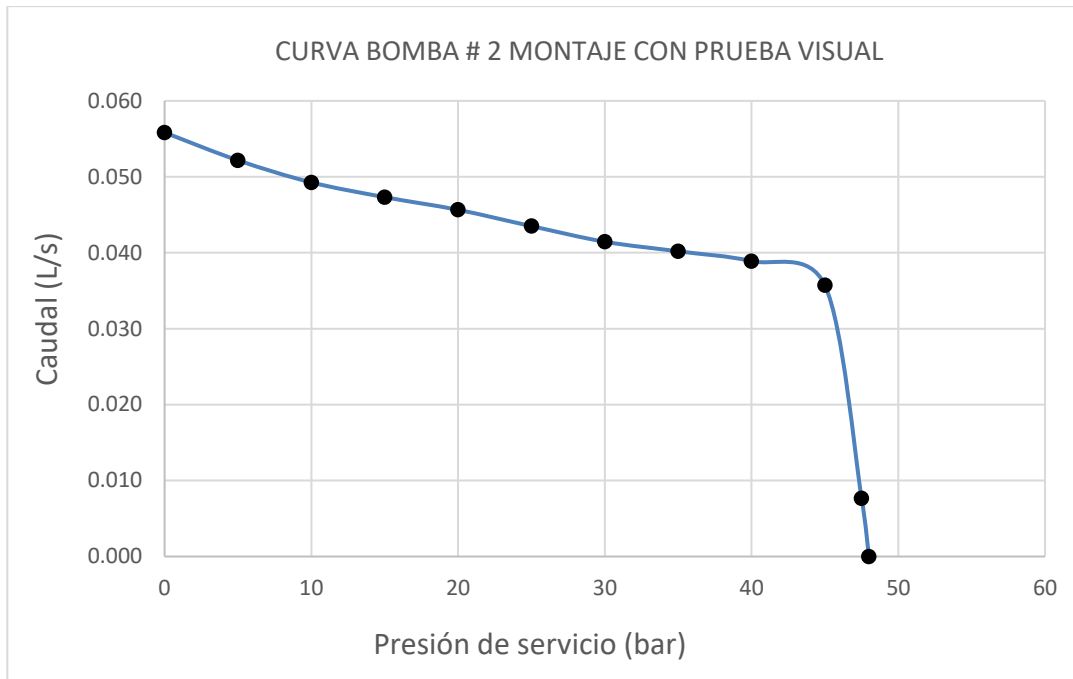


Para la bomba número 1 se aprecia que el compensador empieza a efectuar su labor a una presión de 35 bar dado que en este punto empieza a pronunciarse notablemente la pendiente de la curva. Debido a la inestabilidad de la bomba solo fueron posibles realizar las tomas en las presiones mostradas en la Tabla.

**Tabla 6.** Registro de resultados de la prueba de presión bomba #2

CURVA BOMBA # 2 MONTAJE CON PRUEBA VISUAL						
PRESIÓN(bar)	V (L)	TIEMPO (S)			TIEMPO PROM	Q (L/s)
0	1	17,87	17,94	17,93	17,913	0,056
5	1	19,1	19,25	19,16	19,170	0,052
10	1	20,4	20,35	20,15	20,300	0,049
15	1	21,14	21,2	21,06	21,133	0,047
20	1	21,84	21,99	21,89	21,907	0,046
25	1	22,88	23,03	23,05	22,987	0,044
30	1	23,93	24,29	24,16	24,127	0,041
35	1	24,9	24,99	24,76	24,883	0,040
40	1	25,67	25,73	25,74	25,713	0,039
45	1	27,95	28,03	28,06	28,013	0,036
47,5	1	131,08	130,65	130,51	130,747	0,008
48	1	0	0	0	0	0

**Figura 37.** Curva de la bomba numero 2 caudal vs presión sin caudalímetro



Mientras que para la bomba numero 2 la compensación se realiza en cuanto se alcanza una presión cercana a los 45 bar.

Para la prueba #2 se utilizó un caudalímetro de la marca Flomec y una válvula reguladora de presión, el montaje fue muy simple se conectó la válvula a un puerto de presión y a la salida de la válvula se dispuso el caudalímetro junto con una manguera para descargar el aceite a tanque, el procedimiento fue sencillo, se iba tarando la válvula reguladora de presión a distintas presiones y se iban tomando las medidas de caudal suministradas por el caudalímetro, se esperaba un tiempo prudente hasta que se estabilizara la medida, los resultados de las bombas fueron los siguientes:

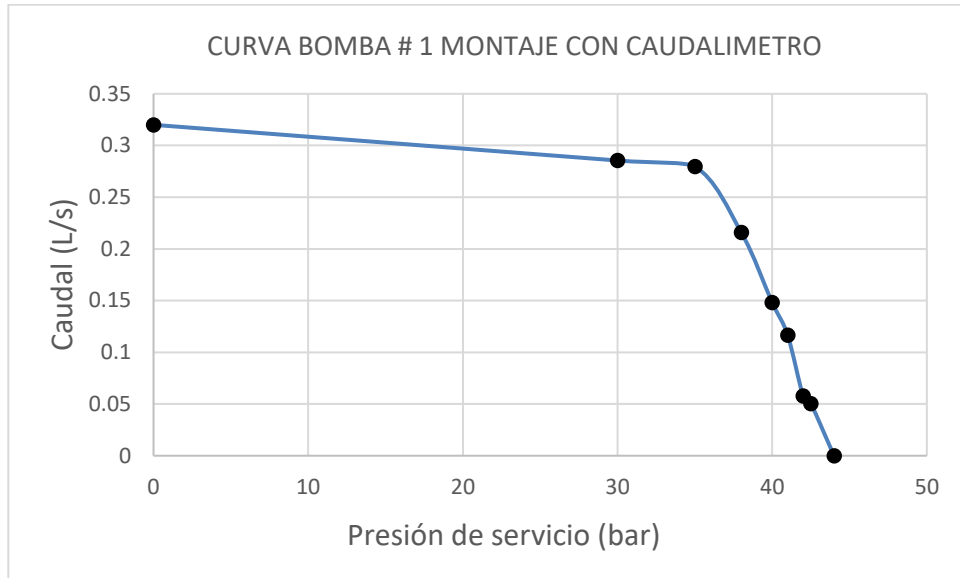
**Figura 38.** Caudalímetro FLOMEC



**Tabla 7.** Registro de resultados de presión y caudal para la realización de la curva de funcionamiento bomba 1

CURVA BOMBA # 1 MONTAJE CON CAUDALIMETRO	
PRESIÓN (bar)	CAUDAL
0	0,32
30	0,2855
35	0,2796
38	0,216
40	0,1482
41	0,1167
42	0,0578
42,5	0,0504
44	0

**Figura 39.** Curva de la bomba numero 1 caudal vs presión con caudalímetro

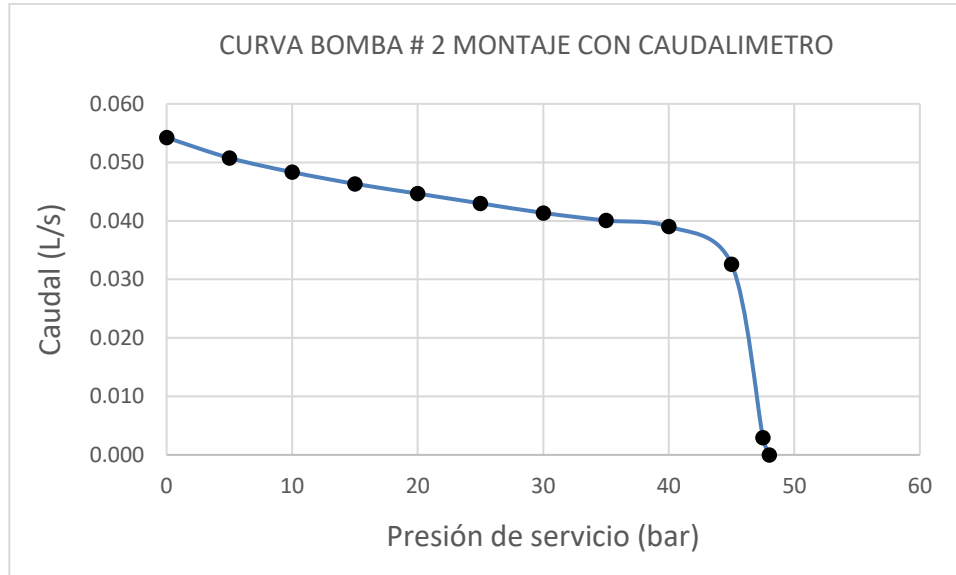


**Tabla 8.** Registro de resultados de presión y caudal para la realización de la curva de funcionamiento bomba 2

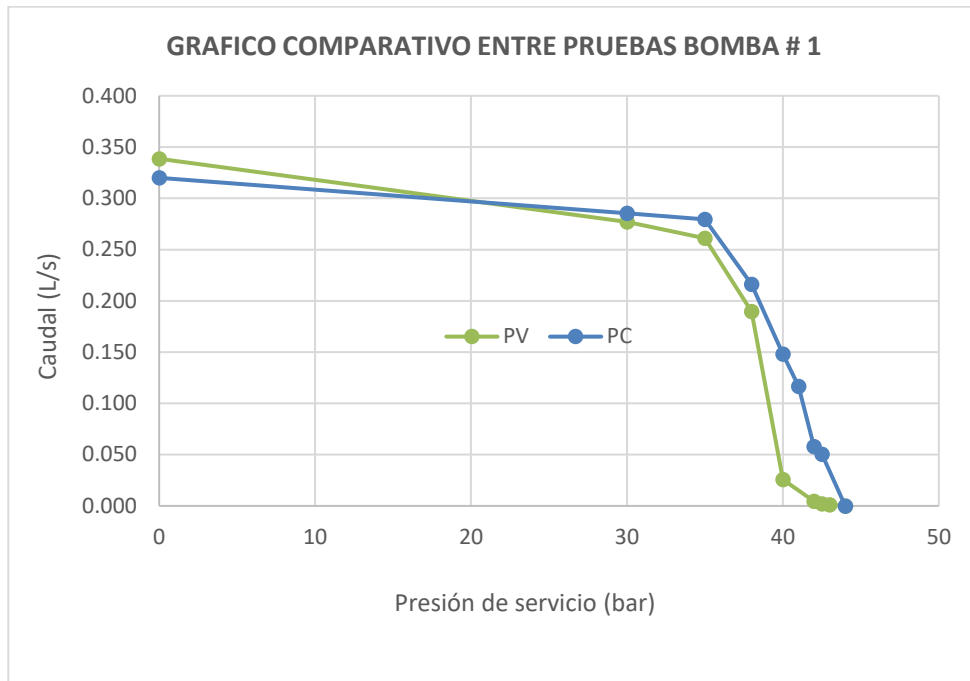
<b>CURVA BOMBA # 2 MONTAJE CON CAUDALIMETRO</b>	
<b>PRESIÓN (bar)</b>	<b>CAUDAL</b>
0	0,054
5	0,051
10	0,048
15	0,046
20	0,045
25	0,043
30	0,041
35	0,040
40	0,039

45	0,033
47,5	0,003
48	0

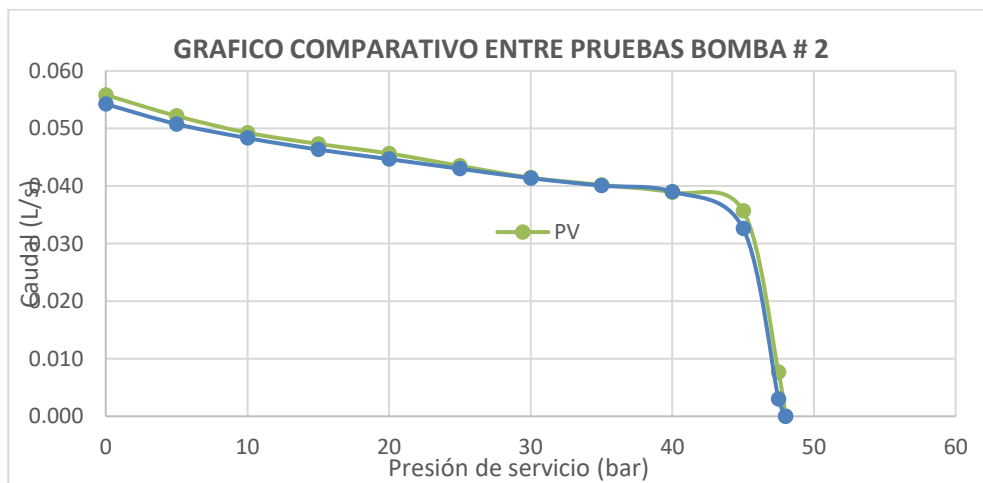
**Figura 40.** Curva de la bomba numero 2 caudal vs presión con caudalímetro



**Figura 41.** Gráfico comparativo entre pruebas para bomba # 1



**Figura 42.** Gráfico comparativo entre pruebas para bomba # 2



Como puede apreciarse en los resultados de las pruebas con caudalímetro es notable la similitud con la primera prueba, esto indica que el margen de error en la prueba visual no fue

tan alto, demostrando buenas prácticas en su desarrollo, no obstante, es normal asegurar que estos resultados son más precisos y se acercan más a la realidad.

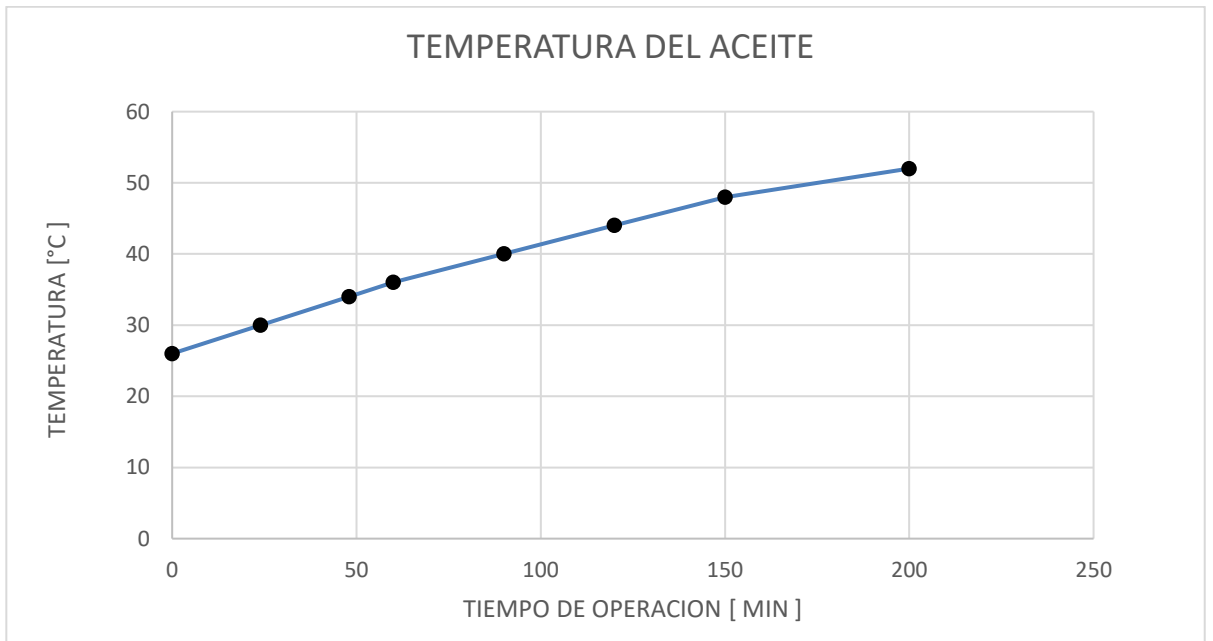
En cuanto a la medida de la temperatura del aceite en un principio no fue posible tomarla dadas las características del banco ya que se intentó de distintas maneras ingresar una termocupla al tanque, pero no fue posible debido a una rejilla metálica que funciona como filtro en la toma de captación del aceite y dado que el termómetro del nivel no estaba funcionando, no era posible conocer estos valores de temperatura.

Con la instalación del nuevo nivel estos valores si pudieron ser apreciados y son los obtenidos en la siguiente tabla.

**Tabla 9.** Registro de resultados de temperatura y tiempo para el aceite del banco

T (°C)	t (min)
26	0
30	24
34	48
36	60
40	90
44	120
48	150
52	200

**Figura 43.** Curva temperatura del aceite vs tiempo de operación



Teniendo en cuenta que la temperatura comenzó a estabilizarse alrededor de los 52 y 53 °C, puede decirse que el aceite hidráulico opera en una temperatura optima de trabajo, sin exceder el valor tope dado por el fabricante de 60°C donde comenzaría la degradación de su estructura y el deterioro de sus propiedades lubricantes.

## **7 Plan de Mantenimiento**

### **7.1 Acciones de mantenimiento**

#### **Mantenimiento Diario:**

##### Inspección Visual:

- Verificar fugas en mangueras, conexiones y componentes.
- Comprobar el nivel de aceite en el tanque y la temperatura del aceite utilizando el medidor reparado.
- Inspeccionar visualmente las bombas y las líneas hidráulicas en busca de signos de desgaste o daño.

#### **Mantenimiento Semanal:**

##### Revisión de Filtros:

- Inspeccionar y limpiar los filtros de aceite hidráulico.
- Reemplazar los filtros si es necesario, siguiendo las especificaciones del fabricante.

##### Revisión del Nivel de Aceite:

- Verificar el nivel de aceite dentro del tanque y asegurarse de que esté dentro del rango adecuado. Rellenar si es necesario.

##### Inspección y limpieza regular del Intercambiador de Calor TTP AO-15:

- Inspeccionar el intercambiador de calor para detectar acumulación de suciedad o obstrucciones.

- Limpiar el intercambiador de calor periódicamente para mantener una transferencia de calor eficiente.

### **Mantenimiento Mensual:**

#### Inspección General:

- Verificar el estado de las mangueras y conexiones. Reemplazar cualquier componente desgastado o dañado.
- Inspeccionar las bombas y los actuadores para detectar fugas o mal funcionamiento.
- Realizar una prueba de presión en las bombas para confirmar la estabilidad de la presión después del desgaste de la pista interna.

#### Mantenimiento Preventivo:

- Inspeccionar el control de caudal de la bomba y ajustar según sea necesario.
- Verificar el desgaste en las paletas y los componentes móviles de la bomba, reemplazar si es necesario.
- Reparar fugas y ajustar la presión para mantener un caudal constante en la bomba.

#### Pruebas de Rendimiento:

- Realizar pruebas periódicas de caudal y eficiencia de la bomba para optimizar el rendimiento.

#### Tareas de Limpieza:

- Limpiar regularmente los componentes de control de caudal de la bomba para eliminar residuos y contaminantes.

### **Mantenimiento Anual:**

#### Cambio de Aceite:

- Drenar y reemplazar completamente el aceite hidráulico, asegurándose de seguir las especificaciones del fabricante.
- Reemplazar los sellos y juntas si es necesario.
- Realizar una revisión completa del sistema y reparar cualquier componente dañado o desgastado.

### **Otros aspectos a considerar:**

#### Monitoreo Continuo de la Temperatura:





- Mantener un monitoreo continuo de la temperatura del aceite utilizando el medidor reparado y el intercambiador de calor.

#### Reparación de la Bomba de Paletas:







- Programar el mantenimiento necesario para reparar la bomba de paletas afectada por el desgaste en la pista interna.

## 7.2 Inventario

*Figura 44. Inventario del banco actual parte 1.*

	Nombre	Descripción	Ubicación	Representación gráfica	Cantidad
1	Bastidor con ruedas de transporte	El bastidor es la base de todos los Sistemas de formación WS290 soporta a todos los dispositivos y elementos de la estación de trabajo. Posee unas dimensiones de 1240x1350x800 mm	Laboratorio de potencia fluida		1
1.1	Soporte para herramientas con marco de sujeción	Es la parte rígida del bastidor	N/A		1
1.2	Ruedas de transporte manejables y ajustable	Las ruedas de transporte son el mecanismo que permite el desplazamiento del equipo y son capaces de soportar una carga máxima de 450kg, son colocadas a una distancia de 80 cm entre ellas	Justo debajo del soporte para herramientas con marco de sujeción en los límites de la distancia horizontal		4
1.3	Marco de sujeción/rejilla	El marco de sujeción contiene dos rejillas. Los juegos de dispositivos necesarios para los ejercicios se sujetan al marco de la rejilla y se conectan con acoplamientos rápidos.	Ubicado encima de la mesa de trabajo y justo debajo del soporte modular		2
1.4	Apoyo para escribir	Los apoyos para escribir se disponen en los cárteres estancos al aceite del bastidor en lugar de la chapa de goteo.	Se encuentran dispuestos encima de los contenedores de montaje		2
1.5	Chapa para goteo de aceite	Las chapas para goteo de aceite se disponen en los cárteres estancos al aceite del bastidor. Se precisan cuatro unidades para un equipamiento completo.	Se disponen al lado contrario de los apoyos para escribir y justo encima de los cárter estanco al aceite		2

**Figura 45. Inventario del banco actual parte 2.**

1.6	Contenedor de montaje	El contenedor de montaje está provisto de un candado delantero y de camiles de fácil deslizamiento y está atornillado al bastidor, junto a la central hidráulica.	Se encuentran en la zona inferior derecha del bastidor		1
1.7	Cárter de aceite	El cárter de aceite para la plataforma del WS290, fabricado en chapa de acero recubierta en polvo, sirve para recolectar las pérdidas por goteo de la central. La central hidráulica está montada de forma fija sobre el bastidor.	Esta ubicada en la parte inferior del bastidor soportando el tanque hidráulico, las bombas y el motor		1
2	Portamangueras	El portamangueras se monta en un lateral del bastidor y sirve para alojar hasta 50 mangueras. Las mangueras se cuelgan del perfil inferior. Además, en la parte superior hay un cárter de aceite integrado para depositar piezas pequeñas.	Se encuentran ubicados al nivel de la mesa de trabajo y al mismo costado en el que se encuentra ubicado el contenedor de montaje		1
3	Soporte modular	Los soportes modulares de 19", con una longitud de 210 UL y una altura de 3 UA o 2 x 3 UA, están previstos para el montaje de componentes eléctricos con técnica de montaje de 19 pulgadas. Sirven para el control de técnica proporcional y de válvulas de conmutación eléctrica	Se encuentran dispuestos en la parte superior del bastidor		2
4	Fuente de alimentación	En el lateral del bastidor hay una o dos fuentes de alimentación de red con salida regulada de 24 VCC resistente a cortocircuito. Se conectan a la toma de corriente del tablero de mando con un cable de conexión. La fuente sirve para la alimentación de la electrónica de mando y de medición de los componentes eléctricos del soporte modular de 19". Fuente de alimentación de red con tensión de entrada de 230 V o 115 V disponible.			1
5	Distribuidor P/T/X para central. Hi Load Sense	En el bloque de mando LS hay tres acoplamientos de manguera para P (bomba) y dos para T (tanque), previstos para la conexión de mangueras para diversas estructuras y funciones. Si se reduce la presión LS de la conexión P1, la bomba actúa como una bomba regulada por presión. La presión de la bomba regulada se ajusta en 50 bar mediante una válvula limitadora de presión LS. El grifo esférico de 3/2 vías permite la descarga sin presión del sistema al aceite de fugas y el bloqueo simultáneo de la bomba.	Ubicado justo al lado del cárter estanco al aceite y al lado opuesto del contenedor de montaje		2

**Figura 46. Inventario del banco actual parte 3.**


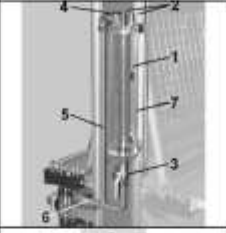

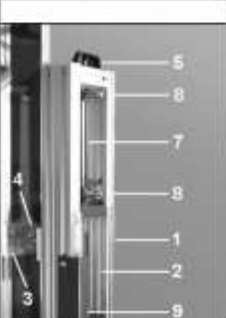
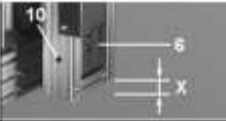
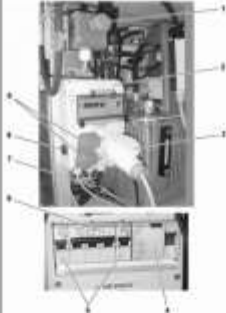
6	Probeta graduada	La probeta graduada tiene un volumen de 2,5 l y está equipada con una escala, una válvula de ventilación, una protección antidesbordamiento y un grifo esférico. Sirve para: - El registro limitado sin presión del fluido hidráulico para mediciones de caudal - La comprobación de la circulación del aceite.	Se encuentran instaladas en el lado opuesto a la ubicación de los portamangueras y ubicados en la zona superior del bastidor		2
6.1	Probeta graduada con escala	Dispositivo que permite almacenar el aceite y determinar que cantidad ha sido almacenada mediante inspección visual	Ver la imagen de la siguiente columna		2
6.2	Conexión de línea de retorno	Conecta la línea de presión con la entrada a la probeta			2
6.3	Llave de cierre	Permite el paso aceite en la línea de descarga y el estanco al encontrarse esta cerrada			2
6.4	Válvula de ventilación	Permite la despresurización del fluido			2
6.5	Tubería de rebose	Línea hidráulica que permite descargar el aceite en la probeta al este alcanzar el tope de esta			2
6.6	Tubería de descarga	Conecta la salida de la probeta con el tanque de la central			2
6.7	Consola de sujeción	Mecanismo que permite la sujeción de la probeta al bastidor			2
7	Simulador de carga	Se puede girar 180° y está equipado con un mecanismo de seguridad. Se puede regular en altura y girar con las asas y un mecanismo de giro de seguridad. La distancia al suelo (medida X) debe comprender al menos 80-100 mm. El simulador de carga está previsto para ejercicios con carga simulada. El simulador de carga se gira según sea necesaria una carga de anastre o de tracción (véase el capítulo 7.8 "Simulador de carga, grótono")	El montaje del simulador de carga está previsto en el lateral		2
7.1	Carcasa		Ver la imagen de la siguiente columna		2
7.2	Visor/ tapa de protección	Protector lateral transparente que permite visualizar el desplazamiento del elemento de masa			2
7.3	Brida de montaje para el montaje lateral	Proporciona una conexión segura y hermética entre componentes, como tuberías y equipos. Su diseño robusto y su capacidad para crear conexiones herméticas contribuyen a la eficiencia y fiabilidad del sistema hidráulico en su conjunto			2
7.4	Dispositivo de rotación con palanca de bloqueo	Dispositivo que permite la rotación del simulador de carga el cual también puede bloquear esta rotación			2
7.5	Asa superior/inferior				2
7.6	Elemento de masa	Elemento que es desplazado al entrar el fluido dentro del simulador			2
7.7	Cilindro hidráulico	Convierte la energía hidráulica en movimiento lineal			2
7.8	Acoplamientos de manguera	Permiten una conexión segura y eficiente entre las mangueras y otros componentes del sistema, garantizando así un funcionamiento fiable y libre de fugas.			2

Figura 47. Inventario del banco actual parte 4.

7.9	Consola de sujeción para sensores	Proporciona un soporte sólido y una alineación precisa para los sensores utilizados en el monitoreo y control del sistema. Esto contribuye a la fiabilidad y precisión del sistema hidráulico en su conjunto	 	2
7.1	Seguro para transporte			2
x	Medida de distancia al suelo			
8	Tablero de mando del módulo de "alimentación de energía"	El tablero de mando está fijado al bastidor. El tablero de mando comprende dos pulsadores de PARADA DE EMERGENCIA con cableado fijo y un cable de conexión con enchufe. La versión de la alimentación de corriente y de la conexión de cable dependen de las especificaciones del cliente y de la normativa del país.		2
8.1	Pulsador de parada de emergencia	Mecanismo encargado de generar una parada en el equipo en caso de ser necesario de manera inmediata		2
8.2	Carcasa	Recubrimiento rígido que protegé los elementos internos del tablero de mando como lo son cables de conexión		2
8.3	Toma de corriente codificada para el suministro de corriente de la central hidráulica	Proporciona energía eléctrica a equipos, máquinas o dispositivos que forman parte de la central hidráulica. Esta toma de corriente está codificada para asegurar que solo los equipos adecuados puedan conectarse a ella, lo que ayuda a garantizar la seguridad y la integridad del sistema eléctrico de la central hidráulica.		2
8.4	Interruptor de seguridad FI	Es un dispositivo diseñado para proteger a las personas de descargas eléctricas al detectar cualquier fuga de corriente hacia tierra y desconectar rápidamente la corriente eléctrica para evitar lesiones graves o incluso la muerte por electrocución.		2
8.5	Fusibles automáticos de 16A para toma de corriente	Es un dispositivo de protección eléctrica diseñado para limitar la corriente eléctrica que fluye a través de un circuito a un máximo de 16 amperios. Se utilizan comúnmente en sistemas eléctricos para proteger contra sobrecargas y cortocircuitos que podrían dañar los equipos o representar un riesgo de incendio.		2
8.6	Fusibles automáticos de 16A para toma de corriente codificada	Es un dispositivo de protección eléctrica diseñado para limitar la corriente eléctrica que fluye a través de un circuito a un máximo de 16 amperios. Están codificados para garantizar que solo se utilicen en tomas de corriente diseñadas para ellos, lo que ayuda a prevenir el uso incorrecto y asegura una protección efectiva		2
8.7	Cable de conexión con enchufe	Es un cable eléctrico que tiene un enchufe en un extremo y terminales de conexión eléctrica en el otro		2
8.8	Pulsador "Start" para la conexión de la alimentación de corriente	Es un dispositivo eléctrico diseñado para iniciar o activar la alimentación de corriente eléctrica a un equipo o sistema mediante la presión de un botón		2
8.9	Tomas de corriente de 230V para la alimentación de las fuentes de 24 VCC	Son componentes eléctricos esenciales que proporcionan la energía necesaria para alimentar dispositivos y equipos que funcionan con 24 voltios de corriente continua, convirtiendo la corriente alterna de la red eléctrica en corriente continua		2

Revisar la imagen de la siguiente columna

**Figura 48. Inventario del banco actual parte 5.**

9	Tanque hidráulico	<p>El tanque para aceite tiene un volumen de 40 litros. El llenado con aceite tiene lugar a través de un filtro de llenado y de ventilación situado en la parte superior del tanque para aceite. El tanque para aceite comprende los siguientes módulos:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>-Tapa de llenado/Ventilación</li> <li>-Mirilla de observación</li> <li>-Termómetro</li> <li>-Tornillo de descarga de aceite.</li> </ul> <p>El tornillo de descarga de aceite G1/2 dispuesto en los laterales del tanque para aceite sirve para vaciarlo. Antes de abrir el tornillo de descarga de aceite debe ponerse la central fuera de servicio.</p>	Ubicado encima del cárter de aceite de la parte inferior		1
10	Bomba de paletas de caudal variable	La cual aspira el aceite hidráulico del tanque para aceite y genera la presión del sistema p necesaria. La bomba a paletas viene ajustada de fábrica a una presión de espera de 15 bar	Se encuentran dispuesto encima del tanque hidráulico		2
11	Motor trifásico	Dispositivo encargado de potenciar mecánicamente las bombas hidráulicas. Estos dispositivo poseen una potencia de 1.5 HP	Ubicado encima del tanque hidráulico y justo al lado de la bombas		1
12	Indicador de temperatura y de nivel de aceite	El indicador óptico de estado de llenado (mirilla de observación) permite comprobar el estado de llenado visualmente. El estado de llenado es correcto si, con la instalación desconectada (es decir, cuando la bomba no está en servicio), el aceite se encuentra entre las marcas "Máx." y "Min.". El termómetro está integrado en la mirilla de observación y mide de forma continua la temperatura del aceite.	Se encuentra incrustado en la parte delantera del tanque hidráulico		1

## 8 Conclusiones

1. El rediseño del banco REXROTH en el laboratorio de potencia fluida resultó satisfactorio, cumpliendo con los requerimientos necesarios para optimizar el funcionamiento, mejorar el espacio de trabajo y enriquecer la experiencia en las prácticas.

2. El rediseño exitoso de la configuración del paquete de potencia del banco hidráulico REXROTH permitió la integración eficiente de un enfriador de aceite en la sección de retorno. Usando diseños disponibles en el laboratorio como guía, este rediseño mejoró la capacidad de disipación de calor del sistema y facilitó la instalación y el mantenimiento del enfriador, evitando bastidores externos y asegurando un acceso sencillo para una operación más confiable y prolongada del equipo.

3. La implementación del sistema de enfriamiento rediseñado permitió prolongar el tiempo de uso continuo del banco de laboratorio de 2 a 4 horas. Esta mejora significativa en la durabilidad operativa proporciona mayor flexibilidad y productividad en las actividades de investigación y prácticas de laboratorio, eliminando los apagones al inicio de las sesiones prácticas.

4. El sistema de enfriamiento implementado mantuvo la temperatura del fluido hidráulico dentro del rango óptimo de funcionamiento (40 - 60 °C), como se observó en los resultados. Este control de temperatura es esencial para asegurar la eficiencia y longevidad del sistema, previniendo sobrecalentamientos y reduciendo el desgaste de los componentes hidráulicos, mejorando el rendimiento general del banco. Además, esto incrementa la seguridad

en su uso, permitiendo la manipulación de mangueras y componentes sin riesgo significativo de quemaduras debido a altas temperaturas.

5. Se desarrolló y documentó un plan de mantenimiento integral para el banco de laboratorio REXROTH. Este plan incluye procedimientos detallados y programados para la inspección, limpieza, lubricación y reemplazo de componentes, así como la calibración de los sistemas. La implementación de este plan garantiza un mantenimiento proactivo y sistemático, minimizando tiempos de inactividad inesperados y prolongando la vida útil del equipo.

6. Se implementaron indicadores visuales que permiten monitorear en tiempo real el estado del banco de laboratorio REXROTH, como el medidor de temperatura y el bombillo LED para indicar el estado del banco. Estos indicadores proporcionan información crucial sobre la temperatura del fluido, el estado del banco y otros parámetros operativos clave. La capacidad de monitoreo en tiempo real facilita una respuesta rápida ante cualquier anomalía, mejorando la seguridad y la eficiencia operativa del banco REXROTH.

## 9 Recomendaciones

Una de las principales recomendaciones, es monitorear las presiones de trabajo de las bombas, ya que se pudo identificar que un desbalance en ellas era lo que estaba provocando los apagones es crucial que se encuentren en valores similares, si se aprecian cambios considerables es recomendable informarle al técnico responsable del laboratorio de potencia fluida para que realice la respectiva calibración.

Es importante mantener un caudal adecuado en las bombas puesto que un caudal excesivo representa un aumento notorio en la carga térmica, que para tiempos prolongados puede ser perjudicial para los elementos del banco.

Analizando el estado del banco y teniendo en cuenta que una de las labores fue señalar el venteo, podría ser interesante para futuros trabajos utilizar servoválvulas 2/2 para realizar un venteo automático, para ello podrían ser utilizados finales de carrera similares a los usados en el proceso de señalización.

Podría estudiarse la posibilidad de que las bombas sean alimentadas por gravedad, no obstante, las modificaciones en el tanque podrían ser muy riesgosas dado el cómo es la estructura dentro del tanque y el sistema en sí, para evitar la cavitación de las bombas, se recomienda estar revisando periódicamente el nivel de aceite del tanque, con el fin de que las bombas en ningún instante de su operación succionen aire. Estas revisiones podrían indicar la aparición de alguna fuga y es importante actuar rápidamente en estos casos.

## 10 Cronograma

Para garantizar una adecuada distribución del tiempo de trabajo se hizo uso de un diagrama de Gantt, el cual se encuentra dispuesto en la Tabla 5, en él se encontrará plasmada cada fase anteriormente descrita con su respectiva fecha de realización. El siguiente diagrama se muestra una distribución de todas las actividades durante un periodo de 6 meses.

*Tabla 10. Diagrama de Gantt referente al cronograma*

Actividades		Semana de trabajo																				
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
		6 de noviembre - 12 de noviembre	13 de noviembre - 19 de noviembre	20 de noviembre - 26 de noviembre	11 de febrero - 17 de febrero	18 de febrero - 25 de febrero	26 de febrero - 3 marzo	4 de marzo - 11 de marzo	11 de marzo - 17 de marzo	18 de marzo - 24 de marzo	25 de marzo - 31 de marzo	8 de abril - 14 de abril	15 de abril - 21 de abril	22 de abril - 28 de abril	29 de abril - 5 de mayo	6 de mayo - 12 de mayo	13 de mayo - 19 de mayo	20 de mayo - 26 de mayo	27 de mayo - 2 de junio	3 de junio - 9 de junio	10 de junio - 16 de junio	
Etapa preliminar	Registro de dimensiones del banco actual	■	■																			
	Registro de datos de funcionamiento actuales del banco	■	■																			
	Toma de fotografías de la disposición actual de la bomba y del deposito de aceite del banco	■	■																			
	Revisión sobre características y parámetros de funcionamiento de un sistema de enfriamiento		■	■	■																	
	Revisión sobre dispositivos de control y automatización de temperatura y sus aplicaciones		■	■	■																	
	Revisión sobre la cavitación, razón de su origen y soluciones		■	■	■																	
Proceso de diseño	Revisión sobre el montaje y parámetros de funcionamiento de un paquete de pruebas de potencia	■	■	■	■	■	■	■														
	Determinación de los parámetros de funcionamiento de los equipos		■	■	■																	
	Seleccionamiento de componentes				■	■																
	Realización del montaje del sistema					■	■	■														
	Realización de pruebas funcionales									■	■	■	■	■								
Finalización del proyecto	Realización de correcciones correspondientes													■	■	■						
	Análisis de resultados																■	■				
	Realización de las conclusiones del proyecto																	■	■	■		
	Revisión bibliográfica del proyecto																		■	■	■	■
	Finalización del libro de proyecto de grado																				■	■

## 11 Presupuesto

Durante el desarrollo de un proyecto en el campo de la ingeniería, uno de los factores diferenciadores que determinan su aplicabilidad es la adecuada asignación del presupuesto a usar. Este presupuesto ayuda desde el principio a identificar los medios físicos, financieros y personales necesarios para dar una solución completa al proyecto propuesto.

Ante esta situación, el presupuesto original se dividió en dos partes para desarrollar esta propuesta. El primero se refiere al presupuesto para la realización intelectual del proyecto y se encuentra mostrado en la Tabla 6. La segunda parte abarca la realización física del proyecto, que incluye todos los costos que deben cubrirse para construir el proyecto. Estos costos se muestran en la Tabla 7. También se muestra aquí el costo total estimado del proyecto.

*Tabla 11. Presupuestos de gasto para la realización intelectual del proyecto*

<b>Presupuesto indirecto o para la realización intelectual del proyecto</b>					
<b>Gastos de recursos humanos</b>					
<b>Descripción</b>	<b>Fuente de financiación</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor unitario</b>	<b>Valor total</b>
Director de proyecto	UIS	Hora	30	\$80,000.00	\$2,400,000.00
Codirector de proyecto	UIS	Hora	60	\$50,000.00	\$3,000,000.00
Estudiante 1	Estudiante	Hora	720	\$12,000.00	\$8,640,000.00
Estudiante 2	Estudiante	Hora	720	\$12,000.00	\$8,640,000.00
<b>Subtotal de gastos de recursos humanos</b>					<b>\$22,680,000.00</b>
<b>Software para estudios</b>					
<b>Descripción</b>	<b>Fuente de financiación</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor unitario</b>	<b>Valor total</b>
Microsoft 365	UIS	Año	2	\$300,000.00	\$600,000.00
Acrobat reader	UIS	Año	2	\$0.00	\$0.00
<b>Subtotal de gastos por software para estudios</b>					<b>\$600,000.00</b>
<b>Equipos requeridos para la elaboración del proyecto</b>					
<b>Descripción</b>	<b>Fuente de financiación</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor unitario</b>	<b>Valor total</b>
Portátil	UIS	Unidad	2	\$1,750,000.00	\$3,500,000.00
Internet	UIS	Unidad	1	\$720,000.00	\$720,000.00
Papelería	UIS	Unidad	1	\$80,000.00	\$80,000.00
<b>Subtotal de gastos por equipos requeridos para la elaboración del proyecto</b>					<b>\$4,300,000.00</b>
<b>Subtotal presupuesto indirecto</b>					<b>\$27,580,000.00</b>

**Tabla 12. Presupuestos de gasto para la realización física del proyecto**

Presupuesto para la realización física del proyecto					
Costos por materiales					
Descripción	Fuente de financiación	Unidad	Cantidad	Valor unitario	Valor total
Intercambiador de calor	UIS	Unidad	1	7336000	7336000
Lamina de acero de 1x1 m	Autores del proyecto	Unidad	1	80000	80000
Tubo de 50cm y calibre 18	Autores del proyecto	Unidad	1	40000	40000
Racor de 5/16"	Autores del proyecto	Unidad	2	8000	16000
Racor de 3/8"	Autores del proyecto	Unidad	2	8000	16000
Racor de 3/4"	Autores del proyecto	Unidad	1	8000	8000
Rodachin de 2" de diametro	Autores del proyecto	Unidad	4	12750	51000
Luz led	Autores del proyecto	Unidad	2	6500	13000
Finales de carrera	Autores del proyecto	Unidad	2	51110.5	102221
Visor de nivel de aceite con indicador de temperatura LS-5	Autores del proyecto	Unidad	1	79974	79974
Clavija para conexion de 110 v	UIS	Unidad	1	20000	20000
Encauchetado 6m	Autores del proyecto	Metro	6	4000	24000
Encauchetado 1.5m	Autores del proyecto	Metro	1.5	32000	48000
Manguera de 5/16" de diametro	Autores del proyecto	Metro	3	20000	60000
Manguera de 3/8" de diametro	Autores del proyecto	Metro	3	20000	60000
Manguera de 3/4"	Autores del proyecto	Metro	3	12333.3333	37000
Teflón	UIS	Unidad	2	5000	10000
Lamina de neopreno 60x30 cm	Autores del proyecto	Unidad	1	30000	30000
Copas hidraulicas	Autores del proyecto	Unidad	2	4500	9000
Codo hidraulico	Autores del proyecto	Unidad	2	3500	7000
Soldadura 60- 3 1/8	Autores del proyecto	Kilo	2	26000	52000
Tornillos	Autores del proyecto	Unidad	8	625	5000
Tuercas	Autores del proyecto	Unidad	8	625	5000
Subtotal de costos por materiales					8109195
Costo de mano de obra					
Descripción	Fuente de financiación	Unidad	Cantidad	Valor unitario	Valor total
Costo de tiempo de pintado	Autores del proyecto	Hora	5	20000	100000
Costo de hora de soldadura	UIS	Hora	4	100000	400000
Costo de hora de maquinado (dobladora, perforación y cortadora)	UIS	Hora	3	100000	300000
Subtotal de costos por mano de obra					800000
Subtotal de presupuesto indirecto					8909195
Presupuesto total para realización del proyecto					96489195

## 12 Bibliografía

- Alarcón, M.J. (2019). *Evaluación de una nueva alternativa de refrigeración en unidades hidráulicas de planta terciados nueva aldea* (Tesis de pregrado). Universidad del Bío-Bío, Concepción, Chile.
- Alvaro, U.M. (2018). *Rediseño del sistema hidráulico de una pala hidráulica cat 6060fs basado en el análisis de causa raíz y la identificación de modos de fallas para mejorar el desempeño y duración de los componentes hidráulicos* (Tesis de pregrado). Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa, Arequipa, Perú.
- Argandoña, S.B. (2016). *Estudio de los sistemas neumáticos e hidráulicos de camiones lubricadores que operan en faenas mineras* (Tesis de pregrado). Pontificia Universidad Católica de Valparaíso, Valparaíso, Chile.
- AULA21. (2023). *Qué es un Sistema Hidráulico, para qué sirve y cómo funciona*. Recuperado el 15 de septiembre de 2023 de <https://www.cursosaula21.com/que-es-un-sistema-hidraulico/>
- Automatización Industrial. (26 de agosto de 2011). *Bombas Hidráulicas (3): Bombas de Pistones*. Recuperado el 15 de septiembre de 2023 de <http://industrial-automatica.blogspot.com/2011/08/bombas-hidraulicas-3-bombas-de-pistones.html>
- Canchanya, M.F. (2011). *Evaluación de factores que ocasionan el sobrecalentamiento del sistema hidráulico del equipo de bajo perfil LH202E-4497 a 1020 m de profundidad en la unidad minera volcán – Yauli* (Tesis de pregrado). Universidad Nacional del Centro del Perú, Huancayo, Perú.
- Cañón, J.L (2007). *Diseño detallado de banco didáctico del sistema hidráulico del helicóptero BELL 212/412* (Tesis de pregrado). Universidad de San Buenaventura, Bogotá, Colombia.

- Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). *Transferencia de calor y masa: fundamentos y aplicaciones*, cuarta edición. McGraw-Hill Interamericana.
- Culebro, P.E. (2012). *Adaptación de un intercambiador de calor para enfriamiento del aceite del sistema de regulación en unidades de la segunda etapa* (Tesis de pregrado). Tecnológico Nacional de México Campus Tuxtla Gutiérrez, Tuxtla Gutiérrez, México.
- Duke, J. (15 de diciembre de 2021). *Cilindro hidráulico de doble efecto*. Recuperado el 15 de septiembre de 2023 de <https://www.mecatronica.com.co/2021/12/cilindro-de-doble-efecto.html>
- EATONVICKERS. (2020). *Tanques para depósito de Aceite Hidráulico*. Recuperado el 15 de septiembre de 2023 de <https://eatonvickers.org/producto/tanques-para-deposito-de-aceite-hidraulico/>
- Echeverri, S, y Montoya, D. (2022). *Propuesta de solución para una unidad de potencia hidráulica sometida a sobrecalentamiento por su ciclo normal de operación* (Tesis de pregrado). Institución Universitaria Pascual Bravo, Medellín, Colombia.
- Gaona, K.P. (14 de febrero de 2014). *Tanque Hidráulico, Mecatrónica*. Recuperado el 15 de septiembre de 2023 de <http://karlagaona.blogspot.com/2015/02/t-anque-hidraulico-karla-patricia-gaona.html>
- García, J.A. (24 de marzo de 2022). *Que es una bomba de lóbulos y cómo funciona*. Recuperado el 15 de septiembre de 2023 de <https://gargil.es/bomba-de-lobulos/>
- García, L.D. (2013). *Diseño de un sistema de enfriamiento auxiliar para el aceite del sistema de regulación de las unidades de la segunda etapa* (Tesis de pregrado). Tecnológico Nacional de México Campus Tuxtla Gutiérrez, Tuxtla Gutiérrez, México.

- García, M.L. (2018). *Diseño e implementación de un sistema de enfriamiento con agua para reducir la temperatura en los equipos del área de prensa, en la empresa SOLDEXA, Lurín* (Tesis de pregrado). Universidad Nacional Tecnológica de Lima Sur, Lima, Perú.
- GRUPO ZAMBRANO. (2023). *Bomba de diafragma para aceite*. Recuperado el 15 de septiembre de 2023 de <https://grupozambrano.com/producto/bomba-de-diafragma-para-aceite/>
- HNSA INGENIEROS. (5 de febrero de 2019). *Bancos didácticos hidráulicos*. Recuperado el 15 de septiembre de 2023 de <http://www.hnsa.com.co/bancos-didacticos-hidraulicos/>
- Incropera, F., y DeWitt, D. (Ed.). (1999). *Fundamentos de transferencia de calor* (4th ed.). Prentice Hall.
- Jiménez, J. (2023). *Tipos de Bombas de desplazamiento positivo*. Recuperado el 15 de septiembre de 2023 de <https://pumpsbombas.com/tutorial-tipos-bombas-desplazamiento-positivo/>
- Monroy, M., García, C.J. y Márquez, J.A. (2009). Diseño y construcción de un control de temperatura para el fluido del banco de pruebas para bombas hidráulicas de desplazamiento positivo. *Scientia Et Technica*, vol. XV(41), pp. 93-98
- Ringegni, P.L. (2011). *Mecanismos hidráulicos y su aplicación a las aeronaves*. Universidad de Vigo
- Rodríguez, H. (2017). *Sistemas Hidráulicos de Transmisión de Potencia*. Recuperado el 15 de septiembre de 2023 de <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html>
- Saldías, F. (2015). *Diseño del sistema de enfriamiento de partes hidráulicas y mecánicas de un circuito de molienda*. Universidad Pontificia Católica de Valparaíso. (Tesis de pregrado). Pontificia Universidad Católica de Valparaíso, Valparaíso, Chile.
- Sinnott, R., & Towler, G. (2008). Heat-transfer Equipment. *Chemical Engineering Design*, (pp. 773–927). Elsevier.

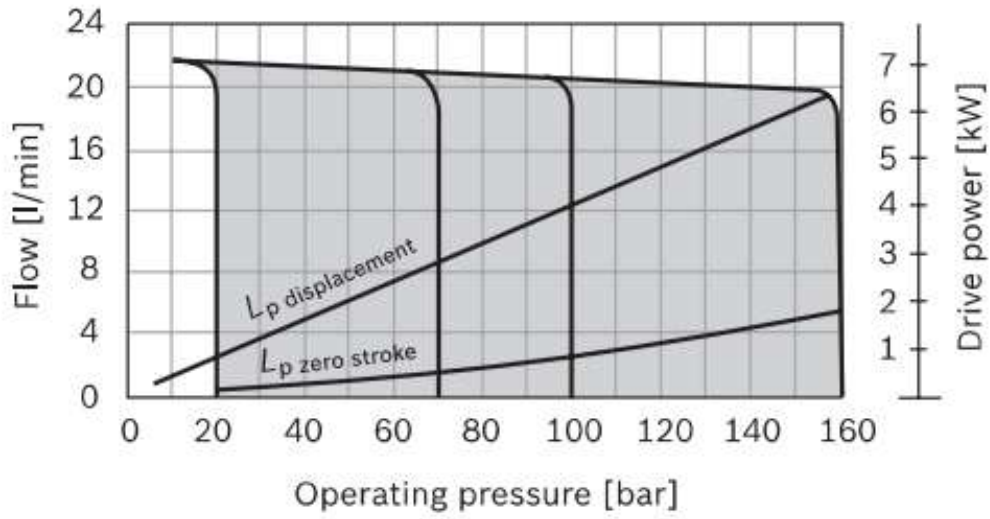
- Steven, J., y Domanski, P.A. (2014). Review of alternative cooling technologies. *Applied Thermal Engineering*, 64(1–2), (pp. 252–262). Elsevier.
- Structuralia. (1 de febrero de 2021). *Cilindros de simple efecto: ¿cómo funcionan?*. Recuperado el 15 de septiembre de 2023 de <https://blog.structuralia.com/cilindros-de-simple-efecto>
- Timaná, V.C, y Díaz, J.J. (2019). Dimensionamiento de un enfriador de aceite para mejorar desempeño en prensa hidráulica de empaque en la empresa Cítricos Peruanos S.A. Universidad Cesar Vallejo (Tesis de pregrado). Universidad Cesar Vallejo, Trujillo, Perú.
- Vallejo, S. (2022). *Adecuación de banco hidráulico para pruebas de fuerza, potencia y resistencia*. Institución Universitaria Pascual Bravo (Tesis de pregrado). Institución Universitaria Pascual Bravo, Medellín, Colombia.
- Wohlers, A., Backes, A. & Schönfeld, D. (Marzo de 2016). An approach to optimize the design of hydraulic reservoirs. *Volume 1 – Symposium*. Symposium held at the 10th international fluid power conference at the Technical Institute of Dresden, Dresden, Alemania.
- Zhai, F., Wang, X., He, Z., Chen, Y., Ye, Z. & Yao, J. (2022). *Analysis of Natural Heat Dissipation Capacity of Hydraulic Tank and Relevant Influencing Factors*. *Machines* 2022, 10, 991. <https://doi.org/10.3390/machines10110991>

### 13 Apéndices

*Apéndice A. Curva característica de las bombas presentes en el sistema*

## Characteristic curves for frame size 10

### ▼ PV7/10-14



Apéndice B. Ficha técnica aceite hidráulico ISO TP 46 de lubrigras



**RECOMENDACIONES**

- Manténgase fuera del alcance de los niños.
- Evite el contacto prolongado con la piel. En caso de contacto lave con abundante agua y jabón.
- No vierta aceite usado en las alcantarillas.

**ESPECIFICACIONES TECNICAS**

ANÁLISIS QUIMICO	NORMA	ISO 32	ISO 46	ISO 68	ISO 100	ISO 150	ISO 320
Color		Ámbar	Ámbar	Ámbar	Ámbar	Ámbar	Ámbar
Gravedad API		31.9	32	29.9	29	28.5	28.0
Viscosidad Cinemática a 40°C, (cSt),Min.	ASTM D445	28.8	41.4	61.2	90	135	288
Viscosidad Cinemática a 40°C, (cSt),Máx.	ASTM D445	35.2	50.6	74.8	110	165	352
Índice de Viscosidad, Min.	ASTM D 2270	90	90	90	90	85	85
Punto de Inflamación, °C (°F), Min.	ASTM D 92	175 (347)	185 (365)	195 (383)	205 (401)	205 (401)	205 (401)
Punto de Fluidez, °C (°F), Máx.	ASTM D 97	-18 (-0.4)	-15 (5)	-12 (10.4)	-12 (10.4)	-12 (10.4)	-9 (15.8)
Número Total de Ácido TAN, (mg KOH/g)	ASTM D 664	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
Corrosión a la Lámina de Cobre, Máx.	ASTM D 130	1b	1b	1b	1b	1b	1b
Determinación del Volumen de Espuma, (ml), Máx	ASTM D 892						
Secuencia I		150/0	150/0	150/0	150/0	150/0	150/0
Secuencia II		75/0	75/0	75/0	75/0	75/0	75/0
Secuencia III		150/0	150/0	150/0	150/0	150/0	150/0

**PRESENTACIONES DISPONIBLES**

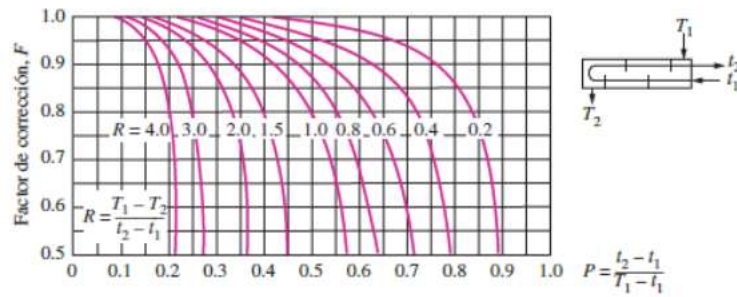


FT-L-04

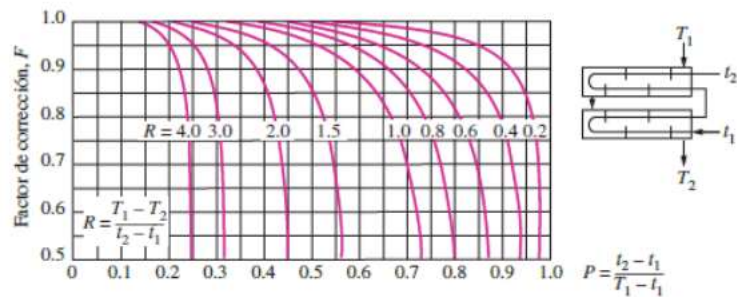
Rev. 10

**LUBRIGRAS**  
 Carrera 15 No. 20 - 61 / PBX: 6715432 - 6718824  
 Bucaramanga - Colombia  
 www.lubrigras.net

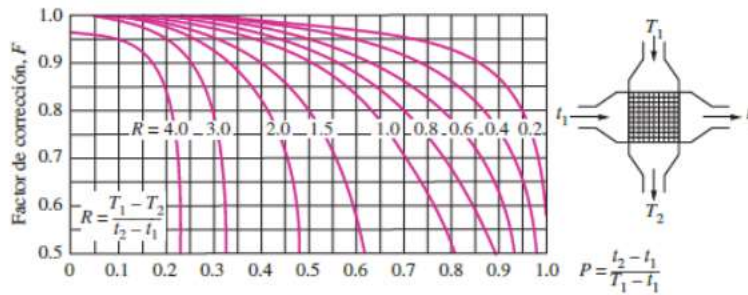
**Apéndice C. Figura 11-18 Diagramas del factor de corrección  $F$  para intercambiadores de calor comunes de flujo cruzado. (Tomada de Bowman, Mueller y**



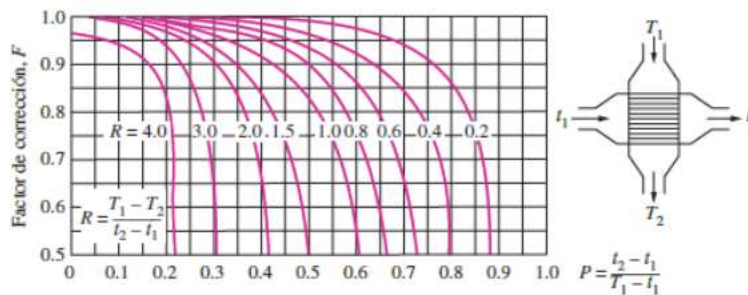
a) Un paso por la coraza y 2, 4, 6, etc. (cualquier múltiplo de 2) pasos por los tubos



b) Dos pasos por la coraza y 4, 8, 12, etc. (cualquier múltiplo de 4) pasos por los tubos



c) Flujo cruzado de un solo paso con los dos fluidos de flujo no *mezclado*



d) Flujo cruzado de un solo paso con uno de los fluidos de flujo *mezclado* y el otro no *mezclado*

Nagle, 1940.)

Apéndice D. Catálogo de tubería rígida de cobre NACOBRE



TUBERÍA RÍGIDA



Medida Nominal	Diámetro Exterior	Espesor de Pared		
		M	L	K
1/4"	0.375"	0.025"	0.030"	
6.35 mm	9.525 mm	0.635 mm	0.762 mm	
3/8"	0.500"	0.025"	0.035"	0.049"
9.50 mm	12.700 mm	0.635 mm	0.889 mm	1.245 mm
1/2"	0.625"	0.028"	0.040"	0.049"
12.7 mm	15.875 mm	0.711 mm	1.016 mm	1.245 mm
3/4"	0.875"	0.032"	0.045"	0.065"
19 mm	22.225 mm	0.812 mm	1.143 mm	1.651 mm
1"	1.125"	0.035"	0.050"	0.065"
25 mm	28.575 mm	0.889 mm	1.270 mm	1.651 mm
1 1/4"	1.375"	0.042"	0.055"	0.065"
32 mm	34.925 mm	1.067 mm	1.397 mm	1.651 mm
1 1/2"	1.625"	0.049"	0.060"	0.072"
38 mm	41.275 mm	1.245 mm	1.524 mm	1.829 mm
2"	2.125"	0.058"	0.070"	0.083"
51 mm	53.975 mm	1.473 mm	1.778 mm	2.108 mm
2 1/2"	2.625"	0.065"	0.080"	
64 mm	66.675 mm	1.651 mm	2.032 mm	
3"	3.125"	0.072"	0.090"	
76 mm	79.375 mm	1.889 mm	2.286 mm	
4"	4.125"	0.095"	0.110"	
102 mm	104.775 mm	2.413 mm	2.794 mm	

Medida Nominal	Peso por tramo			Presión Máxima		
	M	L	K	M	L	K
1/4"	2.132 lb	2.524 lb		6.133 lb/pulg <sup>2</sup>	7.200 lb/pulg <sup>2</sup>	
6.35 mm	0.968 kg	1.146 kg		431.35 kg/cm <sup>2</sup>	506.16 kg/cm <sup>2</sup>	
3/8"	2.903 lb	3.965 lb	5.385 lb	4.500 lb/pulg <sup>2</sup>	6.300 lb/pulg <sup>2</sup>	8.820 lb/pulg <sup>2</sup>
9.50 mm	1.318 kg	1.800 kg	2.445 kg	316.35 kg/cm <sup>2</sup>	442.89 kg/cm <sup>2</sup>	620.04 kg/cm <sup>2</sup>
1/2"	4.083 lb	5.705 lb	6.890 lb	4.032 lb/pulg <sup>2</sup>	5.760 lb/pulg <sup>2</sup>	7.056 lb/pulg <sup>2</sup>
12.7 mm	1.854 kg	2.590 kg	3.128 kg	283.45 kg/cm <sup>2</sup>	404.92 kg/cm <sup>2</sup>	496.03 kg/cm <sup>2</sup>
3/4"	6.566 lb	9.110 lb	12.813 lb	3.291 lb/pulg <sup>2</sup>	4.632 lb/pulg <sup>2</sup>	6.585 lb/pulg <sup>2</sup>
19 mm	2.981 kg	4.136 kg	5.817 kg	231.35 kg/cm <sup>2</sup>	325.62 kg/cm <sup>2</sup>	469.95 kg/cm <sup>2</sup>
1"	9.310 lb	13.114 lb	16.799 lb	2.800 lb/pulg <sup>2</sup>	4.000 lb/pulg <sup>2</sup>	5.200 lb/pulg <sup>2</sup>
25 mm	4.227 kg	5.954 kg	7.627 kg	196.84 kg/cm <sup>2</sup>	281.20 kg/cm <sup>2</sup>	360.00 kg/cm <sup>2</sup>
1 1/4"	13.656 lb	17.700 lb	20.824 lb	2.749 lb/pulg <sup>2</sup>	3.600 lb/pulg <sup>2</sup>	4.260 lb/pulg <sup>2</sup>
32 mm	6.200 kg	8.036 kg	9.454 kg	193.25 kg/cm <sup>2</sup>	253.08 kg/cm <sup>2</sup>	299.47 kg/cm <sup>2</sup>
1 1/2"	18.821 lb	22.826 lb	27.231 lb	2.713 lb/pulg <sup>2</sup>	3.323 lb/pulg <sup>2</sup>	3.980 lb/pulg <sup>2</sup>
38 mm	8.545 kg	10.363 kg	12.363 kg	190.72 kg/cm <sup>2</sup>	233.60 kg/cm <sup>2</sup>	280.35 kg/cm <sup>2</sup>
2"	29.233 lb	35.042 lb	41.249 lb	2.470 lb/pulg <sup>2</sup>	2.965 lb/pulg <sup>2</sup>	3.515 lb/pulg <sup>2</sup>
51 mm	13.272 kg	15.909 kg	18.727 kg	173.65 kg/cm <sup>2</sup>	208.43 kg/cm <sup>2</sup>	247.10 kg/cm <sup>2</sup>
2 1/2"	40.647 lb	49.658 lb		2.228 lb/pulg <sup>2</sup>	2.742 lb/pulg <sup>2</sup>	
64 mm	18.454 kg	22.545 kg		156.62 kg/cm <sup>2</sup>	192.76 kg/cm <sup>2</sup>	
3"	53.663 lb	66.645 lb		2.073 lb/pulg <sup>2</sup>	2.592 lb/pulg <sup>2</sup>	
76 mm	24.363 kg	30.257 kg		145.73 kg/cm <sup>2</sup>	182.21 kg/cm <sup>2</sup>	
4"	93.310 lb	107.729 lb		2.072 lb/pulg <sup>2</sup>	2.400 lb/pulg <sup>2</sup>	
102 mm	42.363 kg	48.909 kg		145.65 kg/cm <sup>2</sup>	168.72 kg/cm <sup>2</sup>	

Apéndice E. Tabla A-13 Propiedades termodinámicas de líquidos


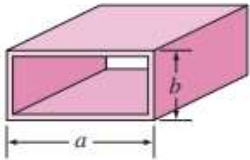
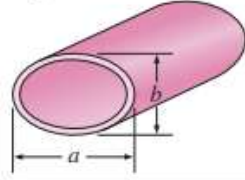
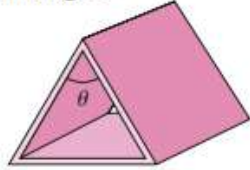
TABLA A-13								
Propiedades de líquidos								
Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr	Coefficiente de expansión volumétrica, $\beta,$ $1/\text{K}$
<i>Metano (CH<sub>4</sub>)</i>								
-160	420.2	3 492	0.1863	$1.270 \times 10^{-7}$	$1.133 \times 10^{-4}$	$2.699 \times 10^{-7}$	2.126	0.00352
-150	405.0	3 580	0.1703	$1.174 \times 10^{-7}$	$9.169 \times 10^{-5}$	$2.264 \times 10^{-7}$	1.927	0.00391
-140	388.8	3 700	0.1550	$1.077 \times 10^{-7}$	$7.551 \times 10^{-5}$	$1.942 \times 10^{-7}$	1.803	0.00444
-130	371.1	3 875	0.1402	$9.749 \times 10^{-8}$	$6.288 \times 10^{-5}$	$1.694 \times 10^{-7}$	1.738	0.00520
-120	351.4	4 146	0.1258	$8.634 \times 10^{-8}$	$5.257 \times 10^{-5}$	$1.496 \times 10^{-7}$	1.732	0.00637
-110	328.8	4 611	0.1115	$7.356 \times 10^{-8}$	$4.377 \times 10^{-5}$	$1.331 \times 10^{-7}$	1.810	0.00841
-100	301.0	5 578	0.0967	$5.761 \times 10^{-8}$	$3.577 \times 10^{-5}$	$1.188 \times 10^{-7}$	2.063	0.01282
-90	261.7	8 902	0.0797	$3.423 \times 10^{-8}$	$2.761 \times 10^{-5}$	$1.055 \times 10^{-7}$	3.082	0.02922
<i>Metanol (C<sub>2</sub>H<sub>5</sub>(OH))</i>								
20	788.4	2 515	0.1987	$1.002 \times 10^{-7}$	$5.857 \times 10^{-4}$	$7.429 \times 10^{-7}$	7.414	0.00118
30	779.1	2 577	0.1980	$9.862 \times 10^{-8}$	$5.088 \times 10^{-4}$	$6.531 \times 10^{-7}$	6.622	0.00120
40	769.6	2 644	0.1972	$9.690 \times 10^{-8}$	$4.460 \times 10^{-4}$	$5.795 \times 10^{-7}$	5.980	0.00123
50	760.1	2 718	0.1965	$9.509 \times 10^{-8}$	$3.942 \times 10^{-4}$	$5.185 \times 10^{-7}$	5.453	0.00127
60	750.4	2 798	0.1957	$9.320 \times 10^{-8}$	$3.510 \times 10^{-4}$	$4.677 \times 10^{-7}$	5.018	0.00132
70	740.4	2 885	0.1950	$9.128 \times 10^{-8}$	$3.146 \times 10^{-4}$	$4.250 \times 10^{-7}$	4.655	0.00137
<i>Isobutano (R600a)</i>								
-100	683.8	1 881	0.1383	$1.075 \times 10^{-7}$	$9.305 \times 10^{-4}$	$1.360 \times 10^{-6}$	12.65	0.00142
-75	659.3	1 970	0.1357	$1.044 \times 10^{-7}$	$5.624 \times 10^{-4}$	$8.531 \times 10^{-7}$	8.167	0.00150
-50	634.3	2 069	0.1283	$9.773 \times 10^{-8}$	$3.769 \times 10^{-4}$	$5.942 \times 10^{-7}$	6.079	0.00161
-25	608.2	2 180	0.1181	$8.906 \times 10^{-8}$	$2.688 \times 10^{-4}$	$4.420 \times 10^{-7}$	4.963	0.00177
0	580.6	2 306	0.1068	$7.974 \times 10^{-8}$	$1.993 \times 10^{-4}$	$3.432 \times 10^{-7}$	4.304	0.00199
25	550.7	2 455	0.0956	$7.069 \times 10^{-8}$	$1.510 \times 10^{-4}$	$2.743 \times 10^{-7}$	3.880	0.00232
50	517.3	2 640	0.0851	$6.233 \times 10^{-8}$	$1.155 \times 10^{-4}$	$2.233 \times 10^{-7}$	3.582	0.00286
75	478.5	2 896	0.0757	$5.460 \times 10^{-8}$	$8.785 \times 10^{-5}$	$1.836 \times 10^{-7}$	3.363	0.00385
100	429.6	3 361	0.0669	$4.634 \times 10^{-8}$	$6.483 \times 10^{-5}$	$1.509 \times 10^{-7}$	3.256	0.00628
<i>Glicerina</i>								
0	1 276	2 262	0.2820	$9.773 \times 10^{-8}$	10.49	$8.219 \times 10^{-3}$	84 101	
5	1 273	2 288	0.2835	$9.732 \times 10^{-8}$	6.730	$5.287 \times 10^{-3}$	54 327	
10	1 270	2 320	0.2846	$9.662 \times 10^{-8}$	4.241	$3.339 \times 10^{-3}$	34 561	
15	1 267	2 354	0.2856	$9.576 \times 10^{-8}$	2.496	$1.970 \times 10^{-3}$	20 570	
20	1 264	2 386	0.2860	$9.484 \times 10^{-8}$	1.519	$1.201 \times 10^{-3}$	12 671	
25	1 261	2 416	0.2860	$9.388 \times 10^{-8}$	0.9934	$7.878 \times 10^{-4}$	8 392	
30	1 258	2 447	0.2860	$9.291 \times 10^{-8}$	0.6582	$5.232 \times 10^{-4}$	5 631	
35	1 255	2 478	0.2860	$9.195 \times 10^{-8}$	0.4347	$3.464 \times 10^{-4}$	3 767	
40	1 252	2 513	0.2863	$9.101 \times 10^{-8}$	0.3073	$2.455 \times 10^{-4}$	2 697	
<i>Aceite para motor (no usado)</i>								
0	899.0	1 797	0.1469	$9.097 \times 10^{-8}$	3.814	$4.242 \times 10^{-3}$	46 636	0.00070
20	888.1	1 881	0.1450	$8.680 \times 10^{-8}$	0.8374	$9.429 \times 10^{-4}$	10 863	0.00070
40	876.0	1 964	0.1444	$8.391 \times 10^{-8}$	0.2177	$2.485 \times 10^{-4}$	2 962	0.00070
60	863.9	2 048	0.1404	$7.934 \times 10^{-8}$	0.07399	$8.565 \times 10^{-5}$	1 080	0.00070
80	852.0	2 132	0.1380	$7.599 \times 10^{-8}$	0.03232	$3.794 \times 10^{-5}$	499.3	0.00070
100	840.0	2 220	0.1367	$7.330 \times 10^{-8}$	0.01718	$2.046 \times 10^{-5}$	279.1	0.00070
120	828.9	2 308	0.1347	$7.042 \times 10^{-8}$	0.01029	$1.241 \times 10^{-5}$	176.3	0.00070
140	816.8	2 395	0.1330	$6.798 \times 10^{-8}$	0.006558	$8.029 \times 10^{-6}$	118.1	0.00070
150	810.3	2 441	0.1327	$6.708 \times 10^{-8}$	0.005344	$6.595 \times 10^{-6}$	98.31	0.00070

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Originalmente basados en varias fuentes.

**Apéndice F. Tabla 8-1 Número de Nusselt y factor de fricción para flujo laminar completamente desarrollado en tubos**

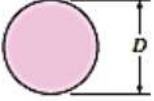

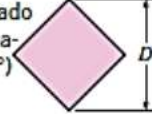
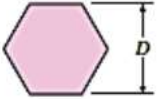
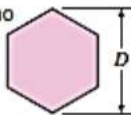


**TABLA 8-1**

Número de Nusselt y factor de fricción para el flujo laminar completamente desarrollado en tubos de diversas secciones transversales ( $D_h = 4A_c/p$ ,  $Re = V_{prom}D_h/\nu$ , y  $Nu = hD_h/k$ )

Configuración geométrica del tubo	$a/b$ o $\theta^\circ$	Número de Nusselt		Factor de fricción $f$
		$T_s = \text{Const.}$	$\dot{q}_s = \text{Const.}$	
<p>Círculo</p> 	—	3.66	4.36	64.00/Re
<p>Rectángulo</p> 	$a/b$ 1 2 3 4 6 8 ∞	2.98 3.39 3.96 4.44 5.14 5.60 7.54	3.61 4.12 4.79 5.33 6.05 6.49 8.24	56.92/Re 62.20/Re 68.36/Re 72.92/Re 78.80/Re 82.32/Re 96.00/Re
<p>Elipse</p> 	$a/b$ 1 2 4 8 16	3.66 3.74 3.79 3.72 3.65	4.36 4.56 4.88 5.09 5.18	64.00/Re 67.28/Re 72.96/Re 76.60/Re 78.16/Re
<p>Triángulo</p> 	$\theta$ 10° 30° 60° 90° 120°	1.61 2.26 2.47 2.34 2.00	2.45 2.91 3.11 2.98 2.68	50.80/Re 52.28/Re 53.32/Re 52.60/Re 50.96/Re

**Apéndice G. Tabla 7-1 Correlaciones empíricas para el número de Nusselt promedio, para convección forzada sobre cilindros circulares y no circulares en flujo cruzado**

Correlaciones empíricas para el número de Nusselt promedio, para convección forzada sobre cilindros circulares y no circulares en flujo cruzado (tomada de Zukauskas, 1972, y Jakob, 1949)

Sección transversal del cilindro	Fluido	Rango de Re	Número de Nusselt
<p>Círculo</p> 	Gas o líquido	0.4-4 4-40 40-4 000 4 000-40 000 40 000-400 000	$Nu = 0.989Re^{0.320} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.911Re^{0.385} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.683Re^{0.466} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.193Re^{0.618} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.027Re^{0.805} Pr^{1/3}$
<p>Cuadrado</p> 	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.102Re^{0.675} Pr^{1/3}$
<p>Cuadrado (inclinado 45°)</p> 	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.246Re^{0.588} Pr^{1/3}$
<p>Hexágono</p> 	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.153Re^{0.638} Pr^{1/3}$
<p>Hexágono (inclinado 45°)</p> 	Gas	5 000-19 500 19 500-100 000	$Nu = 0.160Re^{0.638} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.0385Re^{0.782} Pr^{1/3}$
<p>Placa vertical</p> 	Gas	4 000-15 000	$Nu = 0.228Re^{0.731} Pr^{1/3}$
<p>Elipse</p> 	Gas	2 500-15 000	$Nu = 0.248Re^{0.612} Pr^{1/3}$

Apéndice H. Tabla A-15 Propiedades del aire a presión de 1 atm

**TABLA A-15**

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	$4.158 \times 10^{-6}$	$8.636 \times 10^{-6}$	$3.013 \times 10^{-6}$	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	$8.036 \times 10^{-6}$	$1.189 \times 10^{-6}$	$5.837 \times 10^{-6}$	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	$1.252 \times 10^{-5}$	$1.474 \times 10^{-6}$	$9.319 \times 10^{-6}$	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	$1.356 \times 10^{-5}$	$1.527 \times 10^{-6}$	$1.008 \times 10^{-5}$	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	$1.465 \times 10^{-5}$	$1.579 \times 10^{-6}$	$1.087 \times 10^{-5}$	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	$1.578 \times 10^{-5}$	$1.630 \times 10^{-6}$	$1.169 \times 10^{-5}$	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	$1.696 \times 10^{-5}$	$1.680 \times 10^{-6}$	$1.252 \times 10^{-5}$	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	$1.818 \times 10^{-5}$	$1.729 \times 10^{-6}$	$1.338 \times 10^{-5}$	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	$1.880 \times 10^{-5}$	$1.754 \times 10^{-6}$	$1.382 \times 10^{-5}$	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	$1.944 \times 10^{-5}$	$1.778 \times 10^{-6}$	$1.426 \times 10^{-5}$	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	$2.009 \times 10^{-5}$	$1.802 \times 10^{-6}$	$1.470 \times 10^{-5}$	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	$2.074 \times 10^{-5}$	$1.825 \times 10^{-6}$	$1.516 \times 10^{-5}$	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	$2.141 \times 10^{-5}$	$1.849 \times 10^{-6}$	$1.562 \times 10^{-5}$	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	$2.208 \times 10^{-5}$	$1.872 \times 10^{-6}$	$1.608 \times 10^{-5}$	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	$2.277 \times 10^{-5}$	$1.895 \times 10^{-6}$	$1.655 \times 10^{-5}$	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	$2.346 \times 10^{-5}$	$1.918 \times 10^{-6}$	$1.702 \times 10^{-5}$	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	$2.416 \times 10^{-5}$	$1.941 \times 10^{-6}$	$1.750 \times 10^{-5}$	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	$2.487 \times 10^{-5}$	$1.963 \times 10^{-6}$	$1.798 \times 10^{-5}$	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	$2.632 \times 10^{-5}$	$2.008 \times 10^{-6}$	$1.896 \times 10^{-5}$	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	$2.780 \times 10^{-5}$	$2.052 \times 10^{-6}$	$1.995 \times 10^{-5}$	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	$2.931 \times 10^{-5}$	$2.096 \times 10^{-6}$	$2.097 \times 10^{-5}$	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	$3.086 \times 10^{-5}$	$2.139 \times 10^{-6}$	$2.201 \times 10^{-5}$	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	$3.243 \times 10^{-5}$	$2.181 \times 10^{-6}$	$2.306 \times 10^{-5}$	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	$3.565 \times 10^{-5}$	$2.264 \times 10^{-6}$	$2.522 \times 10^{-5}$	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	$3.898 \times 10^{-5}$	$2.345 \times 10^{-6}$	$2.745 \times 10^{-5}$	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	$4.241 \times 10^{-5}$	$2.420 \times 10^{-6}$	$2.975 \times 10^{-5}$	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	$4.593 \times 10^{-5}$	$2.504 \times 10^{-6}$	$3.212 \times 10^{-5}$	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	$4.954 \times 10^{-5}$	$2.577 \times 10^{-6}$	$3.455 \times 10^{-5}$	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	$5.890 \times 10^{-5}$	$2.760 \times 10^{-6}$	$4.091 \times 10^{-5}$	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	$6.871 \times 10^{-5}$	$2.934 \times 10^{-6}$	$4.765 \times 10^{-5}$	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	$7.892 \times 10^{-5}$	$3.101 \times 10^{-6}$	$5.475 \times 10^{-5}$	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	$8.951 \times 10^{-5}$	$3.261 \times 10^{-6}$	$6.219 \times 10^{-5}$	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	$1.004 \times 10^{-4}$	$3.415 \times 10^{-6}$	$6.997 \times 10^{-5}$	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	$1.117 \times 10^{-4}$	$3.563 \times 10^{-6}$	$7.806 \times 10^{-5}$	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	$1.352 \times 10^{-4}$	$3.846 \times 10^{-6}$	$9.515 \times 10^{-5}$	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	$1.598 \times 10^{-4}$	$4.111 \times 10^{-6}$	$1.133 \times 10^{-4}$	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	$1.855 \times 10^{-4}$	$4.362 \times 10^{-6}$	$1.326 \times 10^{-4}$	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	$2.122 \times 10^{-4}$	$4.600 \times 10^{-6}$	$1.529 \times 10^{-4}$	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	$2.398 \times 10^{-4}$	$4.826 \times 10^{-6}$	$1.741 \times 10^{-4}$	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	$3.908 \times 10^{-4}$	$5.817 \times 10^{-6}$	$2.922 \times 10^{-4}$	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	$5.664 \times 10^{-4}$	$6.630 \times 10^{-6}$	$4.270 \times 10^{-4}$	0.7539

Note: Para los gases ideales, las propiedades  $c_p$ ,  $k$ ,  $\mu$  y Pr son independientes de la presión. Las propiedades  $\rho$ ,  $\nu$  y  $\alpha$  a una presión  $P$  (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de  $\rho$ ,  $\nu$  y  $\alpha$  a la temperatura dada, por  $P$  y al dividir  $\nu$  y  $\alpha$  entre  $P$ .

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 1984, y Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermanns, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-309067020-8.

Apéndice I. Tabla 11-2 – Factores de incrustación representativos

**TABLA 11-2**

Factores de incrustación representativos (resistencia térmica debida a la incrustación para una unidad de área superficial)

Fluido	$R_f, \text{m}^2 \cdot \text{°C/W}$
Agua destilada, agua de mar, agua de río, agua de alimentación para calderas:	
Por debajo de 50°C	0.0001
Arriba de 50°C	0.0002
Combustóleo	0.0009
Vapor de agua (libre de aceite)	0.0001
Refrigerantes (líquido)	0.0002
Refrigerantes (vapor)	0.0004
Vapores de alcohol	0.0001
Aire	0.0004

(Fuente: Tubular Exchange Manufacturers Association.)

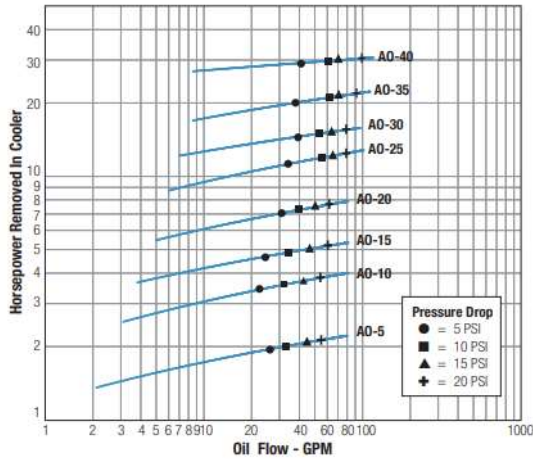
## Thermal Conductivity

Material	Thermal conductivity (cal/sec)/(cm <sup>2</sup> C/cm)	Thermal conductivity (W/m K)*
Diamond	...	1000
Silver	1.01	406.0
Copper	0.99	385.0
Gold	...	314
Brass	...	109.0
Aluminum	0.50	205.0
Iron	0.163	79.5
Steel	...	50.2
Lead	0.083	34.7
Mercury	...	8.3
Ice	0.005	1.6
Glass, ordinary	0.0025	0.8
Concrete	0.002	0.8
Water at 20° C	0.0014	0.6
Asbestos	0.0004	0.08
Snow (dry)	0.00026	...
Fiberglass	0.00015	0.04
Brick, insulating	...	0.15
Brick, red	...	0.6
Cork board	0.00011	0.04
Wool felt	0.0001	0.04
Rock wool	...	0.04

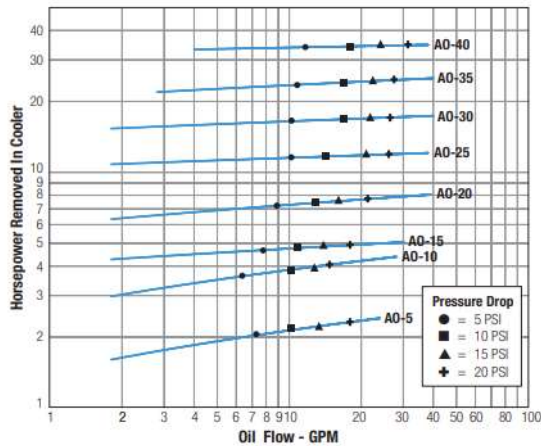
## Apéndice K. Curvas de rendimiento de enfriadores aire – aceite línea AO (TTF)

### Performance Curves

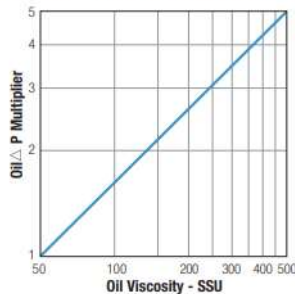
#### One Pass Oil



#### Two Pass Oil



#### Oil Pressure Correction



### Selection Procedure

Performance Curves are based on 50SSU oil leaving the cooler 40°F higher than the ambient air temperature used for cooling. This is also referred to as a 40°F approach temperature.

**STEP 1 Determine the Heat Load.** This will vary with different systems, but typically coolers are sized to remove 25 to 50% of the input nameplate horsepower.

(Example: 100 HP Power Unit x .33 = 33 HP Heat load.)

$$\text{If BTU/HR is known: HP} = \frac{\text{BTU/HR}}{2545}$$

**STEP 2 Determine Approach Temperature.** Desired oil leaving cooler °F – Ambient air temp. °F = Actual Approach

**STEP 3 Determine Curve Horsepower Heat Load.** Enter the information from above:

$$\text{Horsepower heat load} \times \frac{40 \times C_v}{\text{Actual Approach}} = \text{Curve Horsepower}$$

**STEP 4 Enter curves** at oil flow through cooler and curve horsepower. Any curve above the intersecting point will work.

**STEP 5 Determine Oil Pressure Drop from Curves:**

● = 5 PSI   ■ = 10 PSI   ▲ = 14 PSI   + = 20 PSI Multiply pressure drop from curve by correction factor found in oil Δ P correction curve.

### Desired Reservoir Temperature

**Return Line Cooling:** Desired temperature is the oil temperature leaving the cooler. This will be the same temperature that will be found in the reservoir.

**Off-Line Recirculation Cooling Loop:** Desired temperature is the oil temperature entering the cooler. In this case, the oil temperature change must be determined so that the actual oil leaving temperature can be found. Calculate the oil temperature change (oil Δ T) with this formula:

$$\text{Oil } \Delta T = (\text{BTU's/HR}) / (\text{GPM Oil Flow} \times 210)$$

To calculate the oil leaving temperature from the cooler, use this formula:

$$\text{Oil Leaving Temp.} = \text{Oil Entering Temp.} - \text{Oil } \Delta T$$

This formula may also be used in any application where the only temperature available is the entering oil temperature.

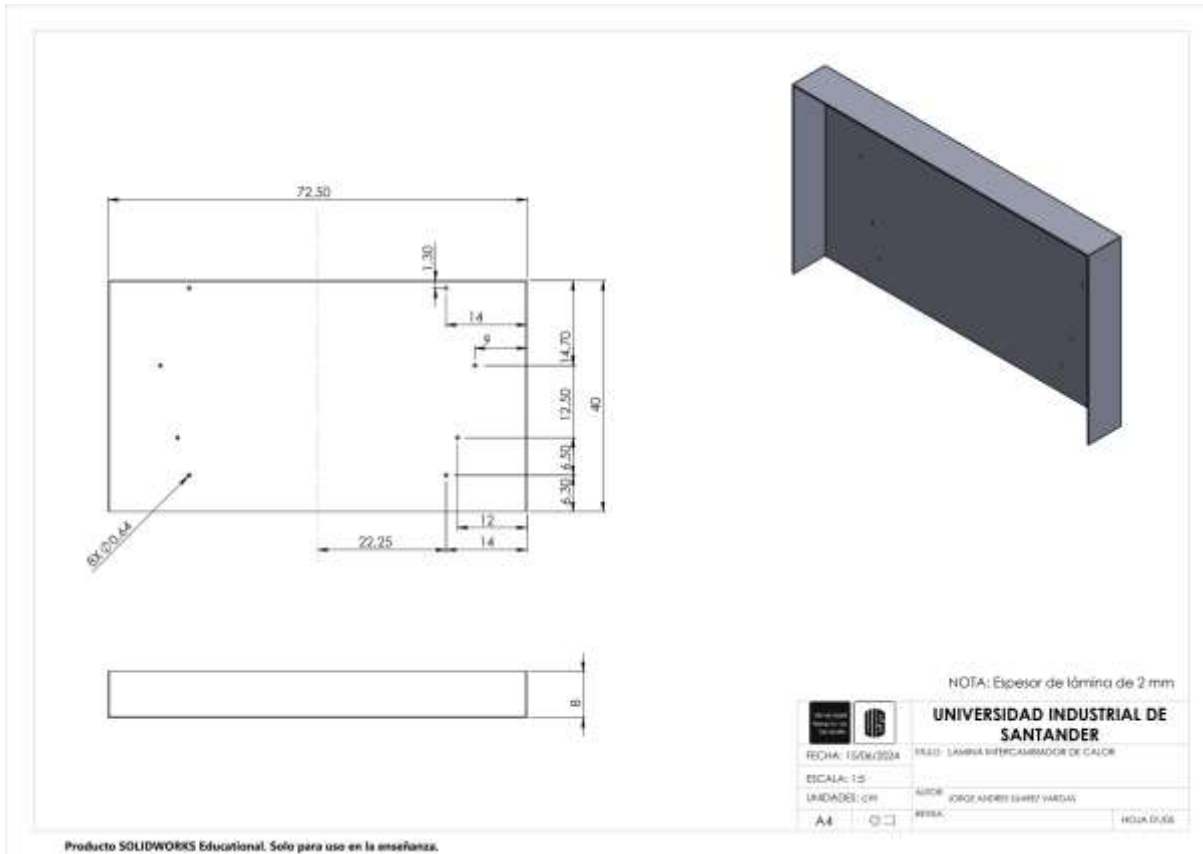
**Oil Pressure Drop:** Most systems can tolerate a pressure drop through the heat exchanger of 20 to 30 PSI. Excessive pressure drop should be avoided. Care should be taken to limit pressure drop to 5 PSI or less for case drain applications where high back pressure may damage the pump shaft seals.

### Oil Temperature

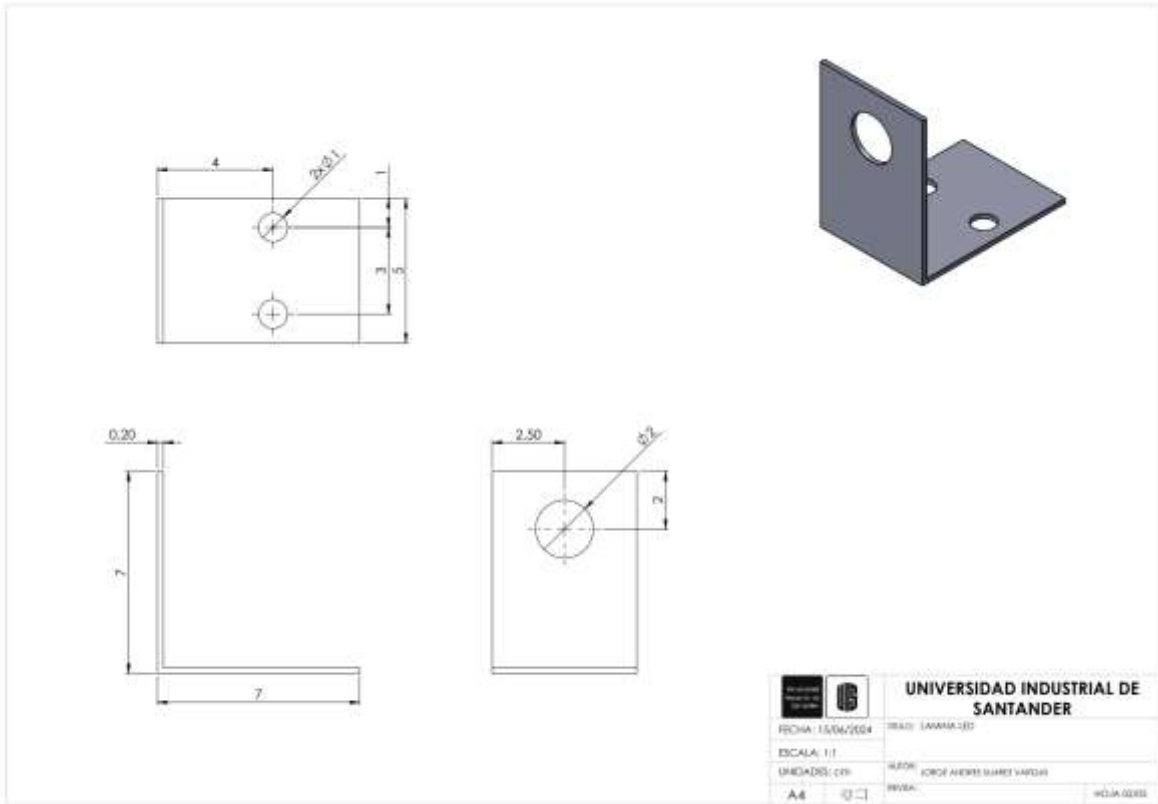
Typical operating temperature ranges are:

Hydraulic Motor Oil	110°- 130°F
Hydrostatic Drive Oil	130°- 180°F
Bearing Lube Oil	120°- 160°F
Lube Oil Circuits	110°- 130°F

Apéndice L. Plano cárter de aceite

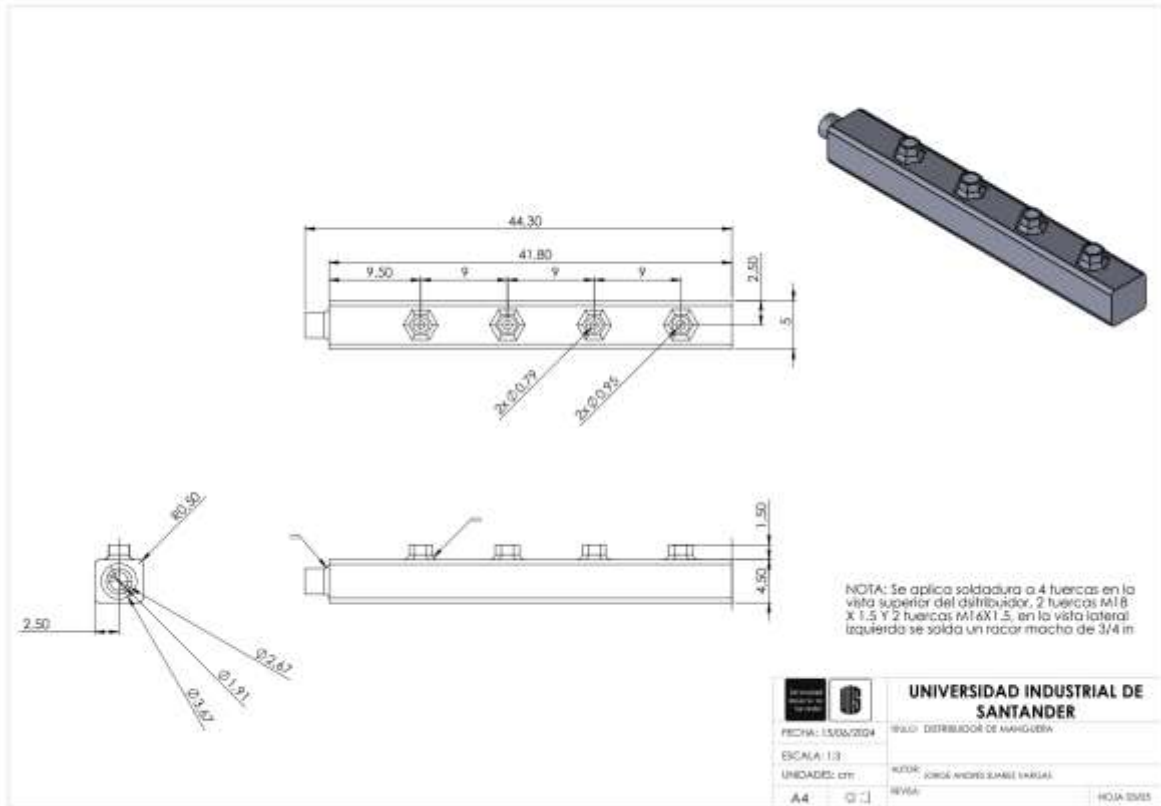


Apéndice M. Plano soporte de bombillo LED



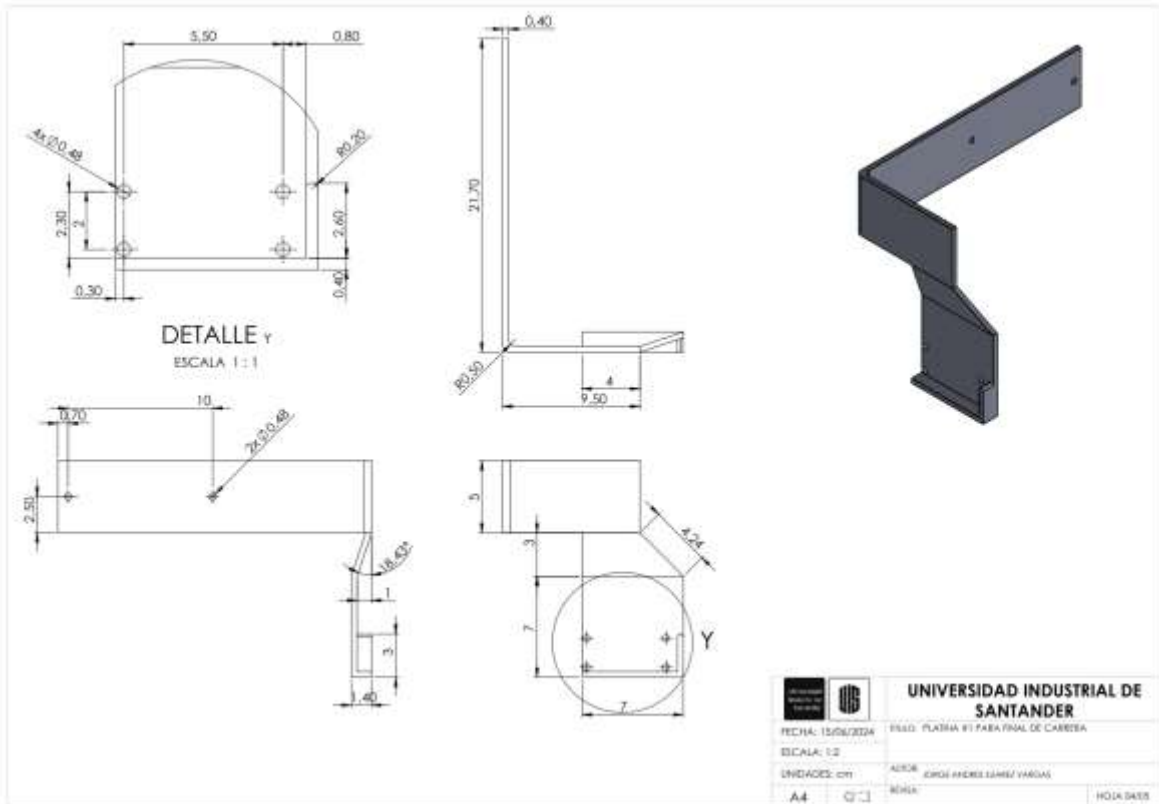
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

Apéndice N. Plano distribuidor hidráulico



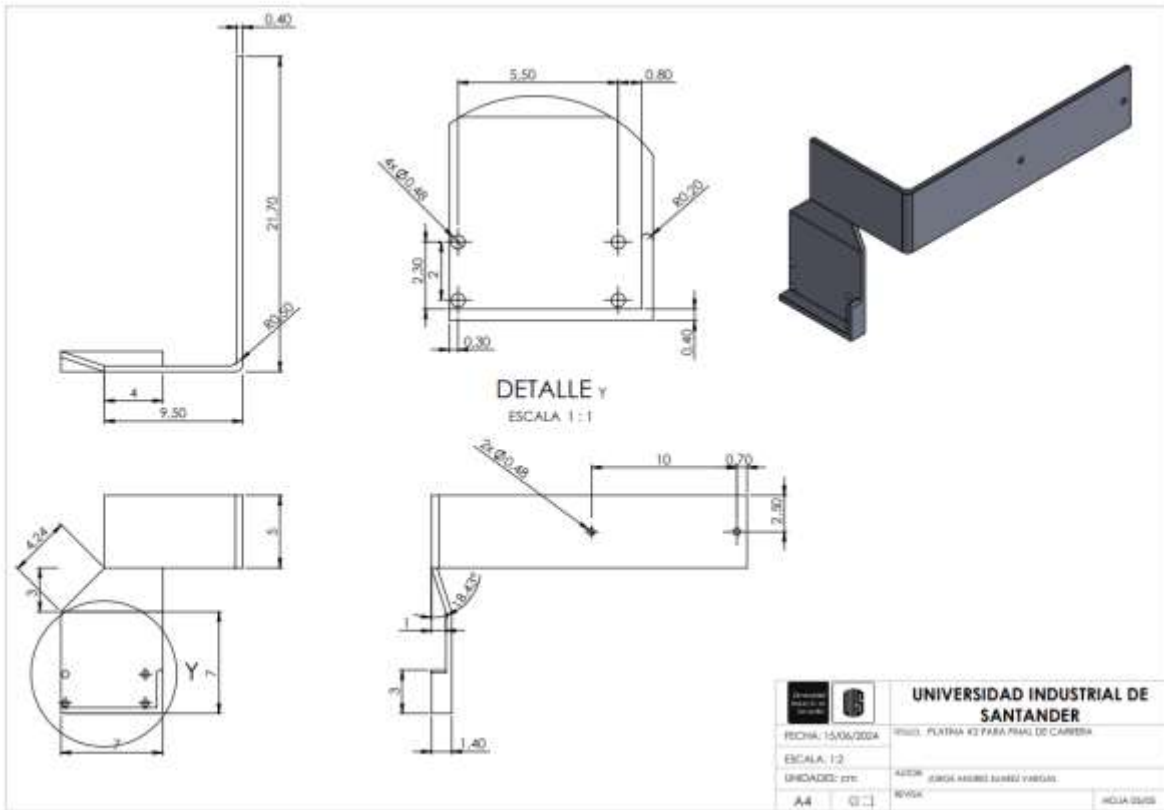
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

*Apéndice O. Plano placa soporte de final de carrera # 1*



Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

Apéndice P. Plano placa soporte de final de carrera #2



Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.