

**PROPUESTA DE SOLUCIÓN PARA UNA UNIDAD DE POTENCIA HIDRÁULICA
SOMETIDA A SOBRECALENTAMIENTO POR SU CICLO NORMAL DE
OPERACIÓN.**

Trabajo de grado para optar al título de Tecnólogo en Mecánica Industrial

**ECHEVERRI MIRANDA SANTIAGO
MONTROYA CARO DAVID**

Asesor

I.M, MsC. ÁLVARO DELGADO MEJÍA

**INSTITUCIÓN UNIVERSITARIA PASCUAL BRAVO
FACULTAD DE INGENIERÍA
TECNOLOGÍA EN MECÁNICA INDUSTRIAL
MEDELLÍN**

2022

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar queremos agradecerle a Dios y a la santa Madre Laura Montoya por darnos salud y vida, seguido de nuestros padres y madres espirituales, queremos agradecer a nuestros guías en la tierra, aquellos a los que llamamos papá y mamá, así como a nuestros hermanos, hermanas y parejas, por el apoyo incondicional, por ser la fuerza que nos impulsa a lograr todos nuestros objetivos, en el presente caso hablamos de los académicos, por último y no por esto menos importante queremos agradecerle al profesor I.M, MsC Álvaro Delgado Mejía, por acompañarnos y compartir sus conocimientos con nosotros, por el tiempo invertido y por brindarnos una voz de aliento cuando sentimos desfallecer en la parte académica.

DEDICATORIA

El presente trabajo se lo dedicamos a todos nuestros profesores, buenos y excelentes, por aportarnos cada uno individualmente algo maravilloso para esta colectividad de conocimientos a lo largo de la carrera, formando no solo a nivel personal sino también de manera profesional, a ellos en especial van dirigidos nuestros agradecimientos por qué fueron ellos quienes nos llenaron de conocimientos para poder realizar este trabajo, adicional dedicamos también este trabajo a nuestras familias que son el pilar fundamental que nos sostiene y nos apoya para alcanzar nuestros objetivos y metas sin portar cuáles sean.

Contenido

1.	RESUMEN	5
2.	INTRODUCCIÓN	6
3.	PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	8
3.1.	Descripción	8
3.2	Formulación de la pregunta de investigación	8
4.	JUSTIFICACIÓN	9
5.	OBJETIVOS	11
5.1	Objetivos específicos.....	11
5.2	Objetivos específicos.....	11
6.	MARCO TEÓRICO.....	12
7.	METODOLOGÍA	17
8.	ANÁLISIS Y RESULTADOS	18
	INTERCAMBIADORES ACTIVOS	22
	CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES.....	22
	SELECCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR ACEITE-AIRE.....	28
	HERRAMIENTA DE SIMULACIÓN	38
9.	ANÁLISIS TÉCNICO- ECONÓMICO.....	39
10.	CONCLUSIONES	40
11.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	41
	Bibliografías Y Cibergrafías.....	41

1. RESUMEN

En este trabajo se plantea una solución a un problema de sobrecalentamiento que se presenta en las unidades de potencia hidráulica, por causa de los mismos ciclos de operación que debe ejecutar y que a su vez conduce a disminución en la vida útil de algunos componentes mecánicos, pérdidas en la eficiencia y aumento en la temperatura de los alrededores de la unidad de potencia, ocasionando a su vez malas condiciones del ambiente de trabajo.

Buscando dar una solución a dicho problema se presentan dos alternativas basadas en sistemas de intercambio de calor, de forma que se efectuarán los cálculos correspondientes al diseño térmico y mecánico de ambas alternativas y mediante simulaciones en software de fácil uso, se determinará cuál de ellas es la más apropiada, considerando aspectos técnicos y económicos.

Palabras claves: intercambiador de calor, sobrecalentamiento, central hidroeléctrica, diseño térmico, simulación

2. INTRODUCCIÓN

La generación eléctrica a partir del recurso hídrico en Colombia se ha constituido como la mejor alternativa para generación de energía debido a su carácter renovable, bajos costos y amplia vida útil. Según información del Ministerio de Minas y Energía, la oferta de las compañías hidroeléctricas es de 11.8 GW, que corresponde al 68% de la oferta energética total del país, mientras que el 32% restante se supe a partir de las centrales termoeléctricas y en menor medida a partir de fuentes renovables. De aquí se infiere la importancia que tiene el sector de generación eléctrica a partir del recurso hídrico en la canasta energética Nacional, ya que la oferta hídrica colombiana es 6 veces superior al promedio mundial y 3 veces mayor al promedio en Latinoamérica y además se estima que sólo se ha desarrollado cerca del 20% del potencial hídrico.

Sin embargo, la hidroelectricidad no es importante solamente en Colombia; a nivel mundial a 2015 se tenía una capacidad instalada de más de 1000 GW, donde China maneja 282 GW, Estados Unidos 79 GW, Canadá 78 GW y el bloque Europeo con 200 GW. En Colombia, de acuerdo a la UPME (Unidad de Planeación Minero Energética) el Sistema Interconectado Nacional tiene una cobertura del 48% en el territorio nacional, satisfaciendo cerca del 98.2% del consumo total de energía eléctrica del país, la cual para el 2015 ascendía a 63.6 GWh que a su vez representó un incremento del 4.4% con respecto al año anterior.

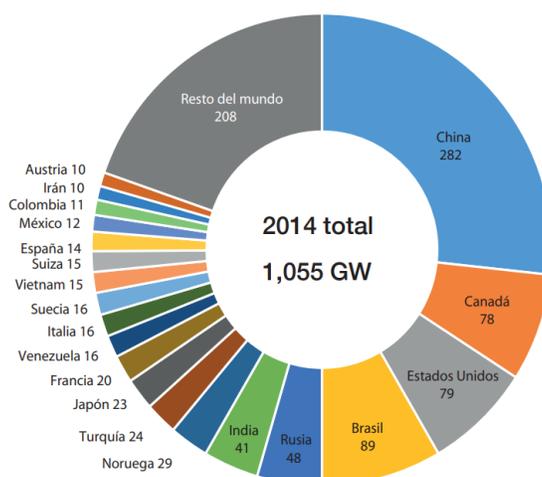


Figura 1. Capacidad instalada hidroeléctrica total en el mundo para el año 2015 (UPME)

Un aspecto importante de la hidroelectricidad radica en que la generación de energía a partir de los recursos naturales renovables presenta un impacto ambiental mínimo, satisfaciendo una necesidad básica de una manera sostenible en términos ambientales.

Típicamente una central hidroeléctrica está compuesta por una presa, una sala de máquinas, una turbina, un generador y un sistema de distribución. Cada uno de estos eslabones es indispensable para garantizar una oferta confiable de electricidad. No obstante, aunque todos estos componentes requieren de ciertos protocolos para su funcionamiento y sus tareas de mantenimiento, tanto predictivo, como preventivo e incluso correctivo, las unidades hidráulicas del sistema de potencia resultan de gran importancia y por ende se debe tener mucho cuidado con los factores que puedan afectar su desempeño. Por tal razón, la temática que se aborda en este trabajo se convierte en una alternativa de solución para un problema particular que se presenta en este tipo de sistemas energéticos.

3. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

3.1. Descripción

En algunas de las centrales hidroeléctricas del país se evidencia que algunas de las unidades de potencia hidráulica presentan sobrecalentamiento debido al ciclo normal de operación, lo cual conlleva a problemas de fatiga térmica, aumento en la temperatura ambiente circundante y a la afectación de la eficiencia térmica de estos sistemas de generación eléctrica, sin dejar de mencionar la disminución en la vida útil de estos sistemas. Por tal razón, se requiere algún componente o sistema que se encargue de mantener la temperatura en dichas unidades en valores más cercanos a la temperatura óptima de operación y logrando así mejorar la vida útil de los componentes, y por otra parte lograr una disminución en la sensación térmica ambiental y una mejora en la eficiencia por la disminución de pérdidas en forma de calor.

3.2 Formulación de la pregunta de investigación

Bajo la descripción de la problemática que se tiene con estas centrales de generación eléctrica basadas en la transformación de la energía hidráulica, se plantea la siguiente pregunta de investigación, la cual se propone responder en este trabajo:

¿Cómo se puede disminuir el deterioro en componentes de una unidad de potencia hidráulica y el aumento en la temperatura ambiente debido al sobrecalentamiento de la misma por su ciclo normal de operación en una central hidroeléctrica?

A partir de esta pregunta de investigación se puede formular la siguiente hipótesis;

La implementación de un sistema de intercambiador de calor a la unidad de potencia hidráulica disminuirá la temperatura de operación de la misma, permitiendo tener una mayor eficiencia y una sensación térmica más cómoda para el personal que opera en la central energética.

4. JUSTIFICACIÓN

Este trabajo de grado se realizó con el fin de dar a conocer una posible solución a una de las problemáticas que se pueden encontrar en las centrales hidroeléctricas donde encontramos que algunas unidades se ven afectadas por el tema de sobrecalentamiento, buscando una solución para mejorar la vida útil de los componentes que conforman una unidad de potencia hidráulica, como también mejorar la eficiencia de la misma y mantener las propiedades del aceite hidráulico durante más tiempo. Por otra parte, este trabajo de grado se justifica en términos de la importancia del sector de generación hidráulica en nuestro país. Según estadísticas de la Asociación Colombiana de Generadores de Energía Eléctrica (ACOLGEN), la matriz de generación eléctrica colombiana, es la sexta matriz más limpia del mundo, el 68% de la capacidad instalada es de fuentes renovables de energía eléctrica. Las empresas Asociadas a ACOGEN, representan el 70% de la capacidad instalada del país, de la cual el 85% son plantas de fuentes renovables.

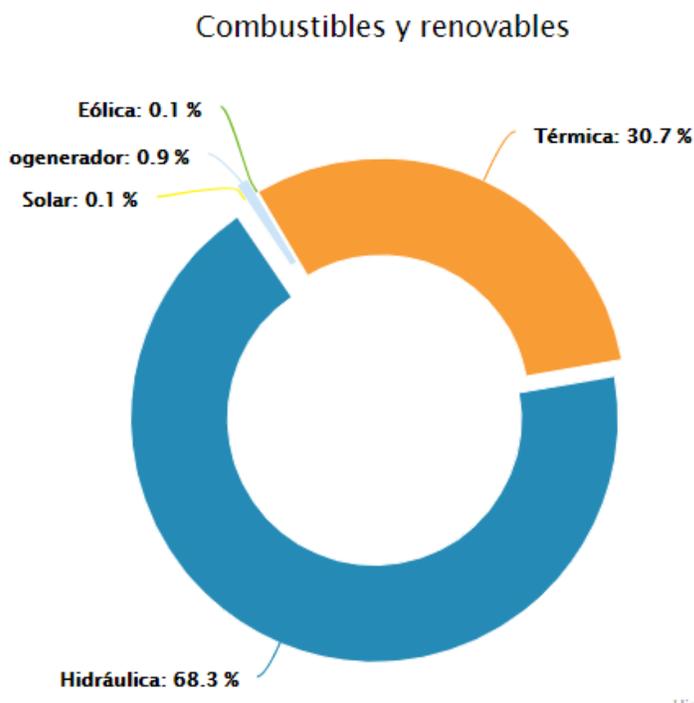


Figura 2. Distribución energética distribuida según el tipo de central (fuente <https://www.acolgen.org.co/>)

En la figura 1 se muestra la distribución energética en Colombia dependiendo del tipo de central en la que se procesa la energía. Las centrales hidráulicas llevan el mayor porcentaje con 68.3%,

seguida por las centrales termoeléctricas con 30.7% y en menor medida las centrales basadas en fuentes de energía renovables como la solar y la eólica. De esta manera queda claro que el problema de sobrecalentamiento en estas centrales hidráulicas es un asunto que no se puede descuidar.

A su vez, en la figura 2, se muestran la distribución de empresas incluidas en el sector de generación hidroeléctrico, donde ISAGEN y EPM llevan la delantera con una contribución de casi el 58%.

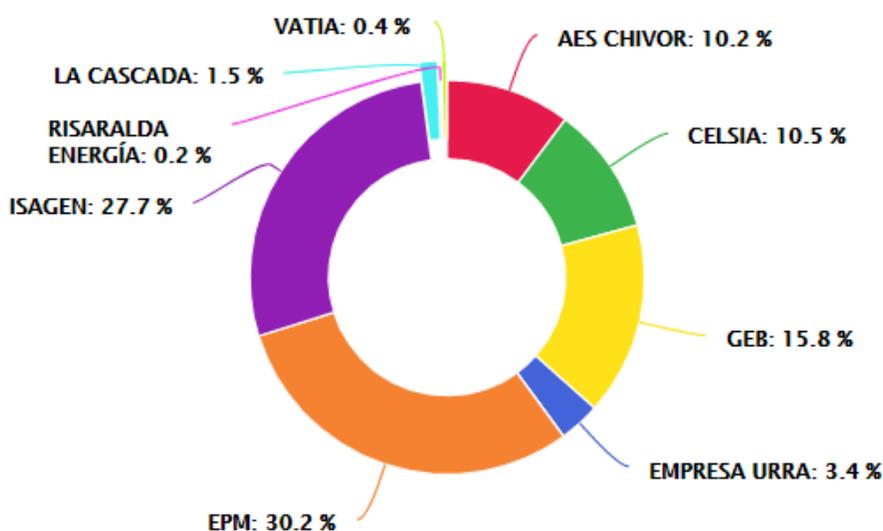


Figura 3. Distribución de la generación hidroeléctrica en Colombia, por empresa (fuente <https://www.acolgen.org.co/>)

Se puede concluir entonces, que mientras se desarrolla la infraestructura de centrales energéticas basadas en fuentes de energía alternativas y renovables, el esquema energético colombiano seguirá sufriendo la demanda a partir de las centrales hidroeléctricas y las centrales termoeléctricas, siendo las primeras de ellas el foco de atención de este trabajo de grado.

5. OBJETIVOS

5.1 Objetivos específicos

Diseñar conceptualmente un sistema de enfriamiento basado en intercambiador de calor, para una unidad de potencia hidráulica sometida a eventos de sobrecalentamiento por su ciclo normal de operación.

5.2 Objetivos específicos

- Calcular un sistema de recirculación hidráulico, que comprende el motor, bomba y tuberías, para optimizar el funcionamiento del intercambiador a seleccionar.
- Diseñar un intercambiador de calor aire-aceite y uno agua-aceite, con sus respectivos parámetros de funcionamiento y materiales, para analizar la mejor opción.
- Simular el sistema seleccionado, mediante una herramienta computacional apropiada, para validar la elección del sistema de enfriamiento diseñado.
- Analizar tanto técnica como económicamente cuál de los dos intercambiadores es la mejor opción y por qué.

6. MARCO TEÓRICO

Una central hidráulica es una planta que transforma la energía potencial contenida en las masas de agua, situadas a mayor altitud respecto a las turbinas de la central, en electricidad renovable. Este tipo de plantas consiste de una presa de agua la cual se transporta a la galería de presión y, a través de unas tuberías forzadas, se dirige a las turbinas hidroeléctricas, que están conectadas a generadores eléctricos y finalmente un sistema de distribución eléctrica la lleva a los usuarios finales.



Figura 4, banco de turbinas de la central hidráulica de Moyopampa (Perú), tomada de

<https://www.enelgreenpower.com/es/learning-hub/energias-renovables/energia-hidroelectrica/central-hidroelectrica>

Según el tipo de sistema que utilizan, las centrales hidroeléctricas se pueden clasificar en centrales de agua fluyente, centrales de embalse y centrales de bombeo o reversibles. En las primeras se aprovecha la velocidad de una corriente de agua, como un río, por ejemplo, de manera que la potencia producida dependerá de la velocidad de la corriente. Por su parte en las centrales de embalse, la potencia generada está determinada por la diferencia de elevación entre el agua y la turbina. Mientras que las centrales de bombeo son similares a la de embalse, pero incluyen un embalse adicional aguas abajo, del cual se bombea agua al embalse superior en las horas de menor demanda.

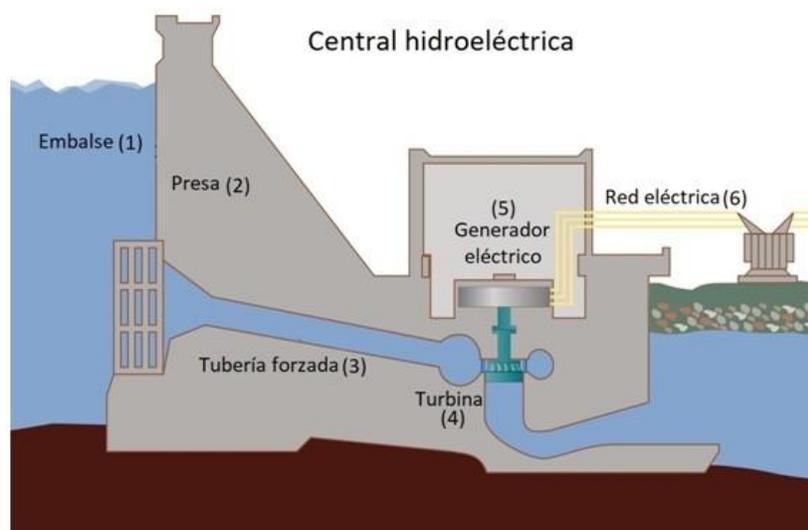


Figura 5. Esquema de una central hidroeléctrica de embalse

(tomada de <https://ingeoexpert.com/wp-content/uploads/2018/03/Central-Hidroelectrica.jpg>)

En las centrales hidráulicas de embalse, se cuenta con una sala o casa de máquinas, que puede considerarse como el corazón de la planta, ya que en ella se encuentran las máquinas que hacen posible la transformación de energía mecánica en eléctrica. Allí se encuentra la unidad de potencia, que consiste de la turbina, el generador, y demás componentes requeridos para la operación y control de la misma.

En general, todos los sistemas hidráulicos suelen presentar problemas relacionados con sobrecalentamiento, lo cual puede ocasionar caídas en el rendimiento y un acelerado desgaste de las partes móviles. Esto sucede porque durante el proceso de transformación de energía, se presentan pérdidas de energía mecánica e hidráulica, que se convierten en calor que finalmente es absorbido por el fluido hidráulico, por lo que resulta indispensable mantenerlo dentro de unos rangos de temperatura óptimos que no pongan en riesgo la operación de la máquina.

En lo que respecta al sobrecalentamiento que se presenta en algunos fluidos hidráulicos en operación, se puede deducir que se deben a ineficiencias del mismo sistema o a su ciclo normal de operación, donde en ocasiones se encuentran movimientos repetitivos que conllevan un factor de fricción bastante alto, las cuales se pueden ver representadas dentro del sistema, como calor excesivo, lo cual a su vez trae como consecuencia pérdidas en potencia del sistema y pérdida en las propiedades del aceite, tales como la viscosidad. En algunas fichas técnicas se indica la temperatura a la cual son medidas sus propiedades termo físicas, usualmente a 100°C como se

puede observar en la imagen No.1, que corresponde a un aceite ISO68.

Tabla 1. Propiedades físicas del Aceite hidráulico ISO68

Característica	Método	Unidades	HIDRÁULICO 68
Apariencia			Rojo-Ámbar
Viscosidad Cinemática a 40° C	ASTM D445	cSt	68
Viscosidad Cinemática a 100° C	ASTM D445	cSt	8,1
Índice de Viscosidad	ASTM D2270		82
Punto de Inflamación	ASTM D92	° C	200

Los datos de estas pruebas típicas son valores promedio. Pueden presentarse ligeras variaciones en cada producción respecto a los valores indicados que no afectan el buen desempeño del producto.

Como se puede observar en la nota al pie de la tabla, estas pruebas y estos resultados pueden variar dependiendo de las condiciones de trabajo, por lo que por nuestra parte no recomendamos alcanzar o sobrepasar en ningún caso los 100°C. Por lo anterior dentro de la propuesta de diseño en este trabajo, se contemplará una temperatura máxima de 60°C.

En este punto, se hace necesario implementar algún tipo de solución que garantice la estabilidad térmica del sistema hidráulico. Dentro de todas las opciones de refrigeración que se manejan, los intercambiadores de calor han demostrado ser una de las alternativas más convenientes y económicas para este tipo de aplicaciones, además teniendo en cuenta que son sistemas que no consumen energía y su mantenimiento es relativamente sencillo, además de presentar una vida útil suficientemente larga, en términos del costo que representa su implementación. Por tal razón esta es la solución más comúnmente encontrada, tanto en sistemas hidráulicos, como en sistemas para mantenerlos refrigerados.

El principio de conservación de la masa para un intercambiador de calor que opera de forma estacionaria requiere que la suma de los flujos másicos de entrada sea igual a la suma de los flujos másicos que salen. Este principio se puede expresar también como sigue: en operación estacionaria, el flujo másico de cada corriente de fluido que fluye por un intercambiador de calor permanece constante.



Figura 7. Algunos tipos de intercambiadores de calor comunes, de tubos concéntricos, de placas y compactos (de izquierda a derecha)

Los intercambiadores de calor comúnmente no tienen que ver con interacciones de trabajo (W) y los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes (ec , ep) para cada corriente de fluido, tal como se expone en los textos de Termodinámica. La tasa de transferencia de calor relacionada con los intercambiadores de calor depende de cómo se selecciona el volumen de control. Los intercambiadores de calor están diseñados para transferencia de calor entre dos fluidos dentro del dispositivo, por lo que normalmente la coraza externa está bien aislada para evitar cualquier pérdida de calor hacia el medio circundante.

Cuando todo el intercambiador de calor se selecciona como el volumen de control, el calor (Q) se vuelve cero porque la frontera para este caso queda justo debajo del aislamiento y poco o nada de calor la cruza. Sin embargo, si únicamente se selecciona un fluido como el volumen de control, entonces el calor cruzará esta frontera y pasa de un fluido a otro, y Q no será cero. De hecho, Q en este caso será la tasa de transferencia de calor entre los dos fluidos.

A partir de la teoría de transferencia de calor, en el diseño de un intercambiador de calor se manejan dos métodos, el de la Diferencia Media Logrítica de Temperatura (LMTD) y el de la efectividad – NUT. En cualquier caso, la ecuación fundamental de la transferencia de calor en un intercambiador de calor es:

$$Q = U * A * LMTD$$

Donde:

- U es el coeficiente convectivo global de transferencia de calor, en $W/m^2 \text{ } ^\circ C$, que a su vez se determina a partir del número de Nusselt, el cual depende de la configuración geométrica que se tenga y de las condiciones del flujo.
- A es el área superficial del tubo que separa los dos fluidos, en m^2 .
- $LMTD$ es la diferencia media logarítmica de temperaturas, en $^\circ C$.

Así pues, de la ecuación anterior se despeja el área y con ella se determina la longitud (L) que tendrá el intercambiador de calor.

$$A = \pi * \text{diámetro} * L$$

Al despejar la longitud queda:

$$L = \frac{A}{\pi * \text{diámetro}} = \frac{Q}{U * \pi * \text{diámetro} * LMTD}$$

De esta manera, para unos diámetros pre-establecidos para ambas tuberías y habiendo seleccionado un material adecuado, preferiblemente que sea altamente conductor, entonces el cálculo y diseño de un intercambiador de calor se reduce a determinar cuál será su longitud.

Pero como puede observarse, el parámetro U determina en gran medida la longitud final del intercambiador, de manera que a fin de cuentas serán las condiciones de los flujos (caudal, temperatura), los diámetros de las tuberías y el material de las mismas, las que podrán variarse hasta lograr el mejor diseño posible.

7. METODOLOGÍA

Para el logro de los objetivos propuestos, se plantearon las siguientes etapas metodológicas:

Etapa 1 – Cálculos

Se efectuaron los cálculos del sistema hidráulico que consisten en determinar qué temperaturas puede alcanzar la UHP según su principio de funcionamiento. Aquí se indagará en literatura científica especializada en esta materia.

Etapa 2 – Diseño

Con base en los datos arrojados en la etapa anterior se diseñarán conceptualmente dos intercambiadores de calor, uno aire-aceite y el otro agua-aceite, observando tantos criterios de diseño térmico y diseño mecánico.

Etapa 3 – Simulación

Con el fin de determinar cuál es el intercambiador de calor más adecuado para disminuir la temperatura de funcionamiento de la unidad de potencia hidráulica, se llevarán a cabo simulaciones de cada uno y así se podrá determinar cuál es la mejor opción.

Etapa 4 – Análisis de factibilidad

Finalmente se hará el correspondiente análisis técnico – económico que justifique la implementación de este sistema, como solución al problema descrito anteriormente.

8. ANALISIS Y RESULTADOS

En el desarrollo del cálculo y diseño de los intercambiadores de calor, se utilizaron algunas variables, las cuales se definen a continuación:

Símbolo	Descripción	Valor	Unidades
\dot{Q}	Razón de transferencia de calor	¿?	kW
$T_{h,ent}$	Temperatura de entrada del aceite caliente	52	°C
$T_{h,sal}$	Temperatura deseada salida del aceite frío	40	°C
$T_{c,ent}$	Temperatura de entrada del aire frío igual a la Temperatura ambiente (Porce II)	39	°C
$T_{c,sal}$	Temperatura de salida del aire caliente	¿?	°C
ρ_h	Densidad del aceite hidráulico ISO VG 68	873	kg/m ³
ρ_c	Densidad del aire	1,29	kg/m ³
c_{ph}	Calor específico aceite hidráulico ISO VG 68	1987	J/kg*K
c_{pc}	Calor específico del aire	1,01	kJ/kg*K
k	Conductividad térmica tanque depósito	0,012	kW/m ² K
\dot{v}_h	Caudal del aceite	1.6	l/min
\dot{v}_c	Caudal del aire	1070	pie ³ /min
A	Área húmeda del tanque depósito	7	m ²
P	Presión máxima de Trabajo	10	bar

Tabla 1 Datos del sistema de enfriamiento

Calculamos la bomba hidráulica

$\dot{m} = \text{Flujo Másico}$

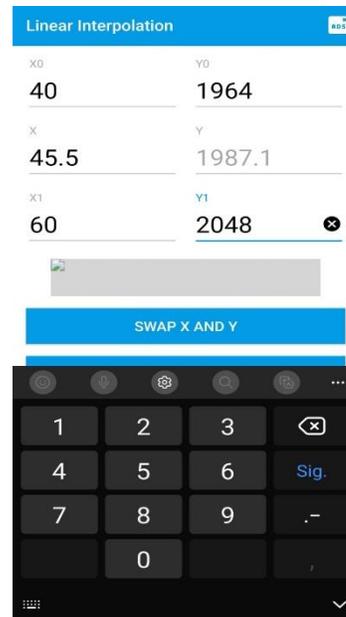
$Q = \text{Calor en forma de Energia}$

$c_p = \text{Calor específico del aceite}$

$$\dot{m} = \frac{Q}{c_p * \Delta T}$$

$$\dot{m} = \frac{240W}{1987 * (52^\circ C - 39^\circ C)}$$

$$\dot{m} = 0.0093Kg/s$$



Calculamos la potencia del motor

$P = \text{Presión de aceite:}$

$$P = 10 \text{ bar}$$

$Q = \text{Caudal:}$

$$Q = 1.6 \text{ l/min}$$

$n = \text{eficiencia de la bomba:}$

$$n = 0.9$$

$P_m = \text{Potencia del motor:}$

$P_m = ?$

$P_m = \text{Potencia del motor:}$

$$P_m = \frac{P * Q}{600 * n}$$

$$P_m = \frac{10 \text{ kg/cm}^2 * 1.6 \text{ l/min}}{600 * 0.9} = 0.02 \text{ kW} * 1.5 \sim 0.5 \text{ HP}$$

$P_m = 0.5 \text{ HP a } 1800 \text{ rev/min}$

Se selecciona un motor comercial de 0.5 HP a 1800 rev/min.

Calculamos el diámetro de las tuberías a utilizar:

Para realizar el cálculo del diámetro de las tuberías, primero debemos tener presente la presión de trabajo, ya que de esta depende la velocidad (Ver tabla No.3)

$D = \text{Diámetro Interno de la Tubería}$

$Q = \text{Caudal}$

$\pi = \text{Coeficiente} = 3.1416$

$v = \text{Velocidad del Aceite}$

$$D = \sqrt{\frac{200 * Q}{3\pi * v}}$$

$$D = \sqrt{\frac{200 * 0.000026 \text{ m}^3/\text{s}}{3\pi * 4.0 \text{ m/s}}}$$

$$D = 0.011 \text{ m} * \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} = 11.74 \text{ mm} * 1.5 = 17.61 \text{ mm} \approx \text{Ø}18 \text{ mm}$$

Ahora procedemos a calcular los intercambiadores de Calor, para este fin, contamos con los siguientes datos que se muestran en la Tabla 1 (pag. 16).

Cálculo del intercambiador de calor aire-aceite

En los intercambiadores en funcionamiento la diferencia de temperatura en el sentido de circulación depende de los medios calientes y fríos. Los intercambiadores habituales se distinguen por el sentido de circulación:

- Intercambiador de contracorriente o flujo simple
- Intercambiador de contracorriente/corrientes paralelas o flujo múltiple
- Intercambiador de flujo cruzado

Estos últimos, en su mayoría son intercambiadores aire-aceite.

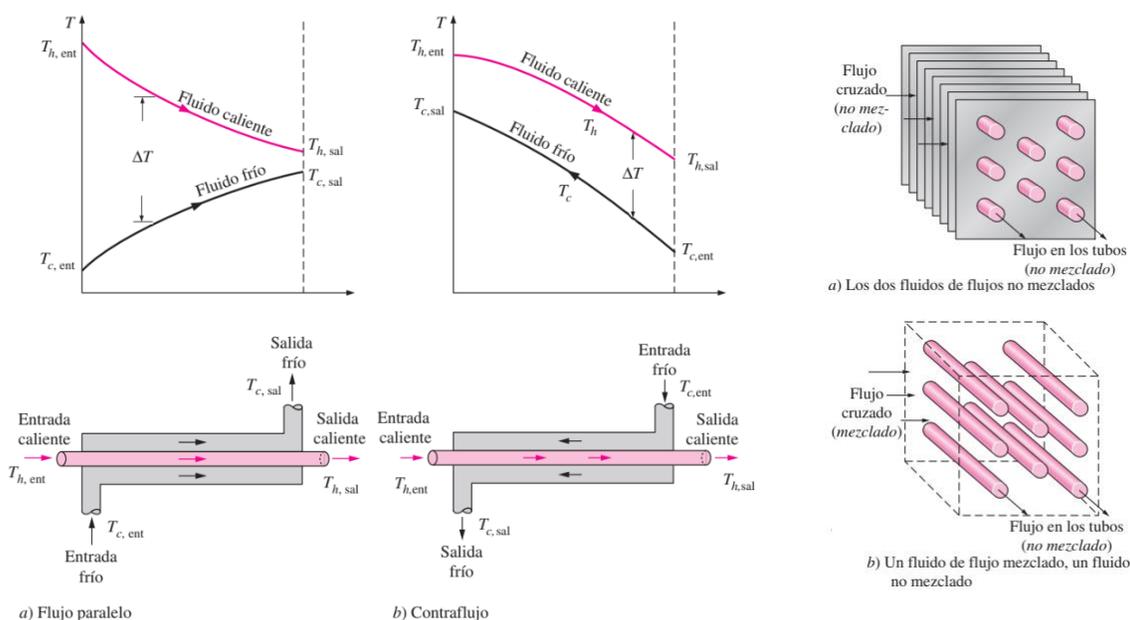


Figura. 8 Tipos de intercambiadores de calor

Fuente: Transferencia de calor y masa, un enfoque práctico. Tercera edición, Yunus Çengel, Mc Graw Hill Interamericana 2007, 930 páginas.

Los componentes de un hidrosistema, aparatos y depósitos, así como tuberías, evacúan el calor en correspondencia con el tamaño de la superficie, espesor de la pared y velocidad del fluido.

En la práctica sólo se considera la evacuación de calor del depósito. La radiación de los otros componentes puede despreciarse para el cálculo o considerarse como margen de seguridad.

El calor presente en hidrosistemas debido a pérdidas de potencia debe ser evacuado en la práctica mediante intercambiadores activos. Puede tomarse en consideración el flujo térmico evacuado del tanque.

EL DEPOSITO COMO INTERCAMBIADOR

El intercambiador más simple es el depósito del fluido hidráulico. Para el depósito tenemos:

$$\dot{Q} = k * A * (T_{\text{depósito}} - T_{\text{ambiente}})$$

Debido a las velocidades normalmente reducidas tanto del fluido como del aire y las comparativamente gruesas paredes, la **conductibilidad térmica k** es pequeña. Para aire en reposo y velocidad reducida del fluido es $k = 0,012 \text{ kW/m}^2\text{K}$.

Los ensayos indican que debe utilizarse como A sólo **la superficie humedecida por aceite**. En la Tabla 1 están resumidas para depósitos normalizados en DIN 24 336 las superficies y potencias que pueden evacuarse.

TN depósito	A en m ²	$\Delta T = 20 \text{ K}$	$\Delta T = 30 \text{ K}$	$\Delta T = 40 \text{ K}$
63	0,89	0,21	0,32	0,42
100	1,16	0,28	0,42	0,56
160	1,58	0,38	0,57	0,76
250	2,12	0,51	0,76	1,02
400	2,98	0,72	1,07	1,44
630	3,91	0,94	1,41	1,88
800	4,75	1,14	1,71	2,28
1000	5,4	1,30	1,94	2,60

Tabla 1 Potencia extraíble del depósito PB en kW, para $k=0,012 \text{ kW/m}^2\text{K}$

Para una diferencia de temperatura de 30 K el flujo térmico en un depósito al aire libre es aprox. $0,36 \text{ KW/m}^2$.

También las tuberías y componentes actúan en grandes equipos como intercambiadores. El calor evacuado aquí se puede calcular del mismo modo que al evacuado por los depósitos. Normalmente no se incluyen en el balance térmico.

INTERCAMBIADORES ACTIVOS

Del balance térmico para el sistema total surge la magnitud de la potencia de enfriamiento del intercambiador. Para ello el calor suministrado al sistema a través de las potencias de pérdidas debe ser igual al evacuado por el enfriador y el depósito.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{A \text{ depósito}} - \dot{Q}_{A \text{ enfriador}}$$

En la práctica, al calcular las pérdidas de potencia en hidrosistemas, se consideran principalmente sólo las pérdidas de potencia por fugas internas en bombas, motores y eventualmente válvulas así como las pérdidas por estrangulación en válvulas proporcionales y servoválvulas. En muchos casos, particularmente en tanques pequeños, se desprecia el calor evacuado por dichos tanques. Tampoco se incluye en el cálculo el calor evacuado por grandes depósitos instalados en ambientes no ventilados y que no pueden por ello, entregar su calor al ambiente.

CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES

Tenemos un equipo con un tanque depósito de 2320 mm x 1540 mm x 1236 mm, que se encuentra en una sala de máquinas con una temperatura ambiente de 39°C. Para el sistema de filtración se instalará una bomba de engranajes con un caudal de 1.6 l/min, y un motor eléctrico trifásico de 0.5kW que gira a 1800 rev/min, se demostrará su selección más adelante.

Para determinar el tamaño del intercambiador debe establecerse un balance térmico del sistema:

$$\text{calor entregado} = \text{calor extraído}$$

$$P_v = P_w$$

Donde,

- P_v es el calor entregado por pérdidas de potencia
- P_w es el calor evacuado por el depósito de aceite y/o un intercambiador adicional

Según lo informado por EPM, la temperatura del aceite en la unidad hidráulica está alcanzando un valor promedio de 52°C, teniendo en cuenta que la temperatura de régimen de aceite

esperada es de 40°C y la temperatura ambiente promedio máxima es de 39°C (Según especificaciones técnicas), podemos calcular el calor entregado por pérdidas de potencia en el sistema.

CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR AIRE-ACEITE

Con base en las tablas de tuberías comerciales aproximamos a un diámetro interior de 12mm y diámetro exterior de 16 mm y se procede a calcular el calor extraído.

$$\dot{m} = \text{Flujo másico del aceite}$$

$$C_p = \text{Calor específico del aceite}$$

$$T = \text{Temperatura}$$

$$Q = \dot{m}_{\text{aceite}} * C_{p\text{aceite}} * (T_{\text{entrada}} - T_{\text{salida}})$$

$$1.6\text{LPM} = 0.02328\text{Kg/s}$$

$$Q = 0.02328 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * \frac{1987\text{J}}{\text{Kg} * ^\circ\text{C}} * (52^\circ\text{C} - 39^\circ\text{C})$$

$$Q = 601.35 \frac{\text{J}}{\text{s}} = 601.35 \text{ W}$$

Para evaluar las propiedades termofísicas de las dos sustancias, calculamos la temperatura promedio, primeramente para el aceite

$$T_{\text{promedio}} = \frac{T_{\text{entrada}} + T_{\text{salida}}}{2} = \frac{52 + 39}{2} = 45.5^\circ\text{C}$$

De las tablas del texto de transferencia de calor, a 45.5 °C se obtienen las propiedades del aceite, como la densidad, la viscosidad dinámica y la conductividad térmica

$$C_p = \frac{1987\text{J}}{\text{Kg} * ^\circ\text{C}}$$

$$\mu = 3.25 \times 10^{-2} \text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$$

$$k = 0.138 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot^\circ\text{C}}$$

Se calcula la temperatura de salida del agua a partir de un balance de energía en el intercambiador de calor

$$Q_{\text{aire}} = Q_{\text{aceite}}$$

$$\therefore Q_{\text{aire}} = \dot{m}_{\text{aire}} * C_p * (T_{\text{salida}} - T_{\text{entrada}})$$

Remplazando, queda:

$$601.35 \frac{J}{s} = \dot{m}_{\text{aire}} * 1005 \frac{J}{Kg^{\circ}C} * (35 - 25)^{\circ}C$$

Despejando el flujo másico del aire y calculando el resultado, queda:

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \frac{601.35 \frac{J}{s}}{1005 \frac{J}{Kg^{\circ}C} * (35 - 25)^{\circ}C} = 0.06 \frac{Kg}{s}$$

La temperatura promedio del aire es:

$$T_{\text{promedio}} = \frac{T_{\text{entrada}} + T_{\text{salida}}}{2} = \frac{25 + 35}{2} = 30^{\circ}C$$

De las tablas del texto de transferencia de calor, a 30 °C se obtienen las propiedades del aire, como el calor específico, la viscosidad dinámica, la conductividad térmica y el número de Prandtl

$$C_p = \frac{1005 J}{Kg^{\circ}C}$$

$$\mu = 1.872 \times 10^{-5} \frac{Kg}{m * s}$$

$$k = 0.02588 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

$$Pr = 0.7282$$

TABLE A-15

Properties of air at 1 atm pressure

Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Density $\rho, \text{kg/m}^3$	Specific Heat $c_p, \text{J/kg}\cdot\text{K}$	Thermal Conductivity $k, \text{W/m}\cdot\text{K}$	Thermal Diffusivity $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Dynamic Viscosity $\mu, \text{kg/m}\cdot\text{s}$	Kinematic Viscosity $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Prandtl Number Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111

Figura 9. Propiedades termofísicas del aire

Fuente: Transferencia de calor y masa, un enfoque práctico. Tercera edición, Yunus Çengel, Mc Graw Hill Interamericana 2007, 930 páginas.

Ahora se calcula el coeficiente convectivo del fluido que va por el tubo interior:

Primero hallamos el numero de reynolds para saber si el flujo es laminar o turbulento

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{4\dot{m}}{\pi D\mu}$$

$$Re = \frac{4 * 0.06 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}}{\pi * 0.012\text{m} * 0.00001872 \frac{\text{Kg}}{\text{m} * \text{s}}} = 340075$$

$$Re = 340075 \Rightarrow \text{Es Turbulento}$$

Como es turbulento, se utiliza la siguiente expresión:

$$Nu = 0.023 * Re^{0.8} Pr^n$$

$$Nu = 0.023 * 340075^{0.8} * 0.7282^{0.4}$$

$$Nu = 539.4$$

Pero a su vez $Nu = \frac{hD}{k}$

Despejando entonces el coeficiente convectivo, queda:

$$h_{agua} = \frac{NuK}{D} = \frac{539.4 * 0.02588 \frac{W}{m^{\circ}C}}{0.012m} = 1163.2 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

Análisis del flujo que va por el exterior del tubo interno

Coefficiente convectivo del diametro que va por el exterior

$$D_H = D_{ext} - D_{int} = (0.016 - 0.012)m$$

$$D_H = 0.004m$$

Se calcula el numero de Reynolds

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{4\dot{m}}{\pi D\mu}$$

$$Re = \frac{4 * 0.02328 \frac{Kg}{s}}{\pi * (0.016 - 0.012)m * 0.0325 \frac{Kg}{m * s}} = 228$$

$$Re = 228 \Rightarrow Es \text{ laminar}$$

Como el flujo es laminar entonces el numero de nusselt se interpola de la siguiente tabla

D_i/D_o	Nu_i	Nu_o
0	—	3.66
0.05	17.46	4.06
0.10	11.56	4.11
0.25	7.37	4.23
0.50	5.74	4.43
1.00	4.86	4.86

$$\frac{D_{interno}}{D_{externo}} = \frac{12mm}{16mm} = 0.75mm$$

Por interpolación $Nu = 4.64$

Pero $Nu = \frac{hD}{K}$, Entonces

$$h_{aceite} = \frac{NuK}{D_H} = \frac{4.64 * 0.138 \frac{W}{m^{\circ}C}}{0.004m} = 160.08 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

Como la tubería es de acero inoxidable, por lo tanto la resistencia térmica es de aproximadamente cero. Y procedemos a encontrar el coeficiente global de transferencia de calor

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h A_{aire}} + \frac{1}{h A_{aceite}}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{1163.2 \frac{W}{m^2^{\circ}C}} + \frac{1}{160.08 \frac{W}{m^2^{\circ}C}}$$

$$\frac{1}{U} = 0.0008597 \frac{m^2^{\circ}C}{W} + 0.006246 \frac{m^2^{\circ}C}{W}$$

$$\frac{1}{U} = 0.007105 \frac{m^2^{\circ}C}{W}$$

$$U = 140.75 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

Calculo de longitud del intercambiador

$$Q = UA \Delta T_{Lm}$$

$$\text{Pero } \Delta T_{Lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)}$$

Donde

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{entrada\ aceite} - T_{salida\ aire} \\ &= (52 - 35)^{\circ}C = 17^{\circ}C \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta T_2 &= T_{salida\ aceite} - T_{entrada\ aire} \\ &= (39 - 25)^{\circ}C = 14^{\circ}C \end{aligned}$$

$$\Delta T_{Lm} = \frac{17^{\circ}C - 14}{\ln \left(\frac{17}{14} \right)^{\circ}C} = 15.45^{\circ}C$$

Como $A = \pi DL$, Entonces

$$Q = U\pi DL * \Delta T_{Lm}$$

$$L = \frac{Q}{U\pi D * \Delta T_{Lm}}$$

$$L = \frac{601.35W}{\left(140.75 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right) * \pi * 0.004m * 15.45^\circ C}$$

$$L = 21.9 m$$

En Este caso se tiene una longitud de casi 33 metros, la cual es demasiado grande y costosa para pensar en una aplicación con este sistema. Por lo tanto se propone la selección de un intercambiador de calor comercial que cumpla con las mismas condiciones de transferencia de calor.

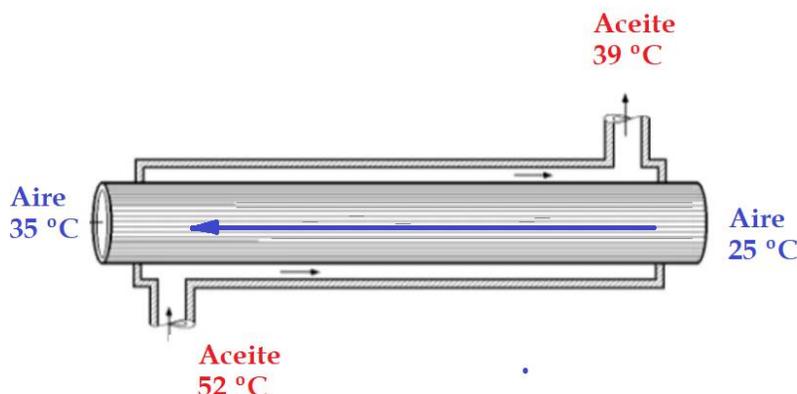


Figura 10, Distribución de flujos en el intercambiador de calor aire-aceite

SELECCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR ACEITE-AIRE

Para el tanque depósito calcularemos el calor que es capaz de extraer:

$$P_B = (k * A) (T_{\text{depósito}} - T_{\text{ambiente}})$$

$$P_B = (0,012 * 7) (52 - 39)$$

$$P_B = 1,09 kW$$

Donde,

k es la conductividad térmica en kW/m²K,

A es el área radiante del depósito en m²

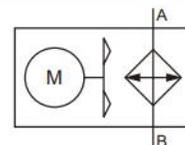
$$A_{\text{húmeda}} = (2.32 * 1.54) + 2 * (1.54 * 0.45) + 2 * (2.32 * 0.45) = 7 m^2$$

Para la selección del intercambiador de calor, necesitamos conocer el caudal del fluido a refrigerar que pasa por el intercambiador, que en este caso es el caudal de la bomba del sistema de filtración: 1.

OA225



SÍMBOLOS

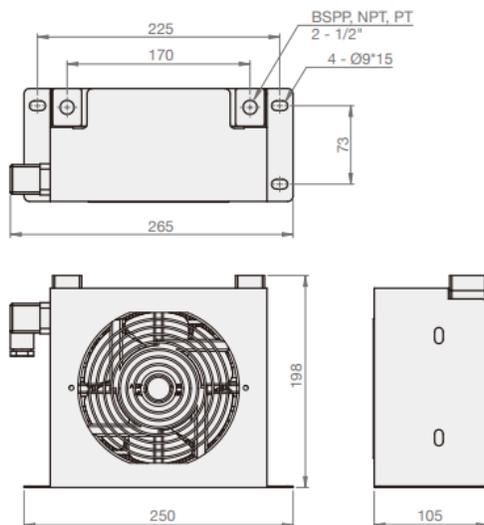


ESPECIFICACIÓN MODELO

Modelo	Caudal (l/min)	Voltaje nominal	Frecuencia (Hz)	Corriente nominal (A)	Entrada (W)	Velocidad nominal (r/min)	Pies cúbicos / min. Caudal de aire (CFM)	Ruido (db(A))	Peso (kg)
OA225-A1	1 - 15	1Ø110V	50/60	0.60/0.50	39.6/33.0	2600/3100	190/235	48	

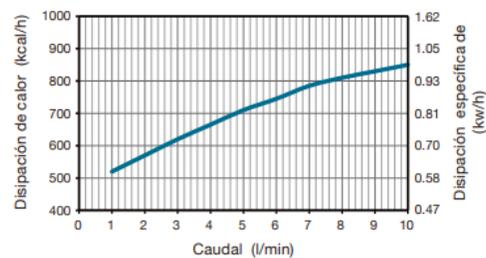
DIMENSIÓN

(Unidad : mm)

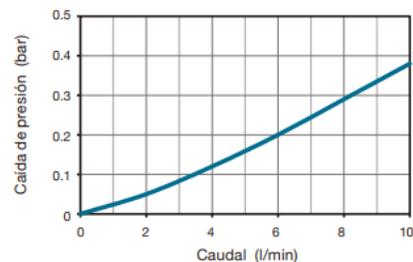


CURVAS DE RENDIMIENTO

► Capacidad de enfriamiento



► Presión diferencial Δp



* En la condición de la viscosidad del fluido 32 mm²/s.

Figura 11. Especificaciones del Intercambiador de calor comercial tipo compacto

Se selecciona un intercambiador de calor aire-aceite, referencia: OA225-A1 del fabricante Kompass, fabricado en aleación de aluminio, con presión máxima de funcionamiento de 20 kg/cm² y presión de prueba de 35 kg/cm².

De la curva de rendimiento ($\Delta T = 30^\circ\text{C}$ y fluido con viscosidad de $32 \text{ mm}^2/\text{s}$) obtenemos la capacidad de enfriamiento teniendo en cuenta el caudal del fluido que vamos a refrigerar, en este caso para 1.6 l/min obtenemos: 500 kcal/h , es decir: 0.5815 kW .

Por lo tanto, entre el tanque depósito y el intercambiador aire-aceite seleccionado, *dependiendo de las condiciones iniciales*, son capaces de extraer del sistema:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{A \text{ depósito}} + \dot{Q}_{A \text{ enfriador}}$$

$$\dot{Q} = 1.09 + 0.5815 = 1.6715 \text{ kW}$$

Para nuestro intercambiador aire-aceite, de flujo cruzado no mezclado, ingresamos aceite caliente a 55°C con una bomba de piñones a razón de 1.6 l/min y lo enfriamos con una corriente de aire que entra al intercambiador a temperatura ambiente: 25°C y a razón de $1070 \text{ pie}^3/\text{min}$.

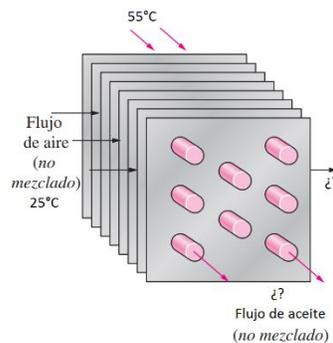


Fig. 12 Intercambiador de calor aire-aceite de flujo cruzado, no mezclado

La razón de la transferencia de calor real de un intercambiador de calor se puede determinar con base en un balance de energía en los fluidos caliente y frío y se puede expresar como:

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,sal} - T_{c,ent}) = C_h(T_{h,ent} - T_{h,sal})$$

En donde $C_c = \dot{m}_c C_{pc}$ y $C_h = \dot{m}_c C_{ph}$ son las razones de capacidad calorífica de los fluidos frío y caliente, respectivamente.

Para determinar la razón máxima posible de la transferencia de calor de un intercambiador, en primer lugar, se reconoce que la diferencia de temperatura máxima que se produce en él es la diferencia entre las temperaturas de entrada de los fluidos caliente y frío; es decir:

$$\Delta T_{m\acute{a}x} = T_{h,ent} - T_{c,ent}$$

La transferencia de calor en un intercambiador alcanzará su valor máximo cuando:

el fluido frío se caliente hasta la temperatura de entrada del caliente o, el fluido caliente se enfríe hasta la temperatura de entrada del frío.

Estas dos condiciones límites no se alcanzarán en forma simultánea a menos que las razones de capacidad calorífica de los fluidos caliente y frío sean idénticas (es decir, $C_c = C_h$). Cuando $C_c \neq C_h$, el cual suele ser el caso, el fluido con la razón de capacidad calorífica menor experimentará un cambio más grande en la temperatura y, de este modo, será el primero en experimentar la diferencia máxima de temperatura, en cuyo punto se suspenderá la transferencia de calor.

Por lo tanto, la razón máxima posible de transferencia de calor en un intercambiador es:

$$\dot{Q} = C_{min}(T_{h,ent} - T_{c,ent})$$

En donde C_{min} es el menor entre C_c y C_h .

Para nuestro intercambiador de calor aire-aceite, vamos a calcular el flujo másico del aire \dot{m}_c y del aceite \dot{m}_h , tenemos:

$$\dot{m}_c = \rho_c * \dot{v}_c = 1.29 \frac{kg}{m^3} * 0.501 \frac{m^3}{s} = 0.65 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_h = \rho_h * \dot{v}_h = 873 \frac{kg}{m^3} * 0.00002667 \frac{m^3}{s} = 0,02328 \frac{kg}{s}$$

De lo anterior tenemos que:

$$c_c = \dot{m}_c * C_{pc} = 0,65 \frac{kg}{s} * 1,01 \frac{kJ}{kgK} = 0,65 \frac{kW}{^\circ C}$$

$$c_h = \dot{m}_h * C_{ph} = 0,02328 \frac{kg}{s} * 2,78 \frac{kJ}{kgK} = 0.06471 \frac{kW}{^\circ C}$$

Donde vemos que la menor razón de capacidad calórica es: $c_{min} = c_c = 0.65 kW/^\circ C$ entonces la razón máxima de transferencia de calor es:

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = C_{min}(T_{h,ent} - T_{c,ent})$$

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = 0,65 \frac{kW}{^{\circ}C} (55^{\circ}C - 25^{\circ}C)$$

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = 19.5 kW$$

En este intercambiador la diferencia de temperatura máxima es $\Delta T_{m\acute{a}x} = T_{h,ent} - T_{c,ent} = (55 - 25)^{\circ}C = 30^{\circ}C$. Por lo tanto, en este intercambiador, el agua caliente no se puede enfriar más de $30^{\circ}C$ (hasta $25^{\circ}C$) y el agua fría no se puede calentar más de $30^{\circ}C$ (hasta $55^{\circ}C$), sin importar qué se haga. En este caso límite se determina que las temperaturas de salida de las corrientes fría y caliente son:

$$\dot{Q} = c_c (T_{c,sal} - T_{c,ent}) \rightarrow T_{c,sal} = T_{c,ent} + \frac{\dot{Q}}{c_c} = 25^{\circ}C + \frac{19.5 kW}{0,65 \frac{kW}{^{\circ}C}} = 55^{\circ}C$$

$$\dot{Q} = c_h (T_{h,ent} - T_{h,sal}) \rightarrow T_{h,sal} = T_{h,ent} - \frac{\dot{Q}}{c_h} = 55^{\circ}C - \frac{19.5 kW}{0.06471 \frac{kW}{^{\circ}C}} = 25^{\circ}C$$

CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR AGUA-ACEITE

Calculamos ahora el intercambiador de calor agua-aceite bajo los mismos condicionantes que el intercambiador de calor aire-aceite

Con base en las tablas de tuberías comerciales aproximamos a un diámetro interior de 12mm y diámetro exterior de 16mm y se procede a calcular el calor extraido.

$\dot{m} =$ Flujo másico del aceite

$C_p =$ Calor especifico del aceite

$T =$ Temperatura

$Q = \dot{m}_{aceite} * C_{p_{aceite}} * (T_{entrada} - T_{salida})$

$1.6LPM = 0.02328Kg/s$

$$Q = 0.02328 \frac{Kg}{s} * \frac{1987J}{Kg * ^{\circ}C} * (52^{\circ}C - 39^{\circ}C)$$

$$Q = 601.35 \frac{J}{s} = 601.35 W$$

Para evaluar las propiedades termofísicas de las dos sustancias, calculamos la temperatura

promedio, primeramente para el aceite

$$T_{promedio} = \frac{T_{entrada} + T_{salida}}{2} = \frac{52 + 39}{2} = 45.5^{\circ}C$$

De las tablas del texto de transferencia de calor, a 45.5 °C se obtienen las propiedades del aceite, como la densidad, la viscosidad dinámica y la conductividad térmica

$$C_p = \frac{1987J}{Kg * ^{\circ}C}$$

$$\mu = 3.25 \times 10^{-2} N \cdot s / m^2$$

$$k = 0.138 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

Se calcula la temperatura de salida del agua a partir de un balance de energía en el intercambiador de calor

$$Q_{agua} = Q_{aceite}$$

$$\therefore Q_{agua} = \dot{m}_{agua} * C_p * (T_{salida} - T_{entrada})$$

Remplazando, queda:

$$601.35 \frac{J}{s} = \dot{m}_{agua} * 4178 \frac{J}{Kg^{\circ}C} * (35 - 30)^{\circ}C$$

Despejando el flujo másico de agua y calculando el resultado, queda:

$$\dot{m}_{agua} = \frac{601.35 \frac{J}{s}}{4178 \frac{J}{Kg^{\circ}C} * (35 - 30)^{\circ}C} = 0.029 \frac{Kg}{s}$$

La temperatura promedio del agua es:

$$T_{promedio} = \frac{T_{entrada} + T_{salida}}{2} = \frac{30 + 35}{2} = 32.5^{\circ}C$$

De las tablas del texto de transferencia de calor, a 32.5 °C se obtienen las propiedades del agua, como el calor específico, la viscosidad dinámica, la conductividad térmica y el número de Prandtl

$$Cp = \frac{4178J}{Kg^{\circ}C}$$

$$\mu = 0.798 \times 10^{-3} \frac{Kg}{m * s}$$

$$k = 0.615 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

$$Pr = 5.42$$

TABLE A-9

Properties of saturated water

Temp. <i>T</i> , °C	Saturation Pressure <i>P</i> _{sat} , kPa	Density <i>ρ</i> , kg/m ³		Enthalpy of Vaporization <i>h</i> _{fg} , kJ/kg	Specific Heat <i>c</i> _p , J/kg·K		Thermal Conductivity <i>k</i> , W/m·K		Dynamic Viscosity <i>μ</i> , kg/m·s		Prandtl Number <i>Pr</i>		Volume Expansion Coefficient <i>β</i> , 1/K
		Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2501	4217	1854	0.561	0.0171	1.792 × 10 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁵	13.5	1.00	-0.068 × 10 ⁻³
5	0.8721	999.9	0.0068	2490	4205	1857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁵	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻³
10	1.2276	999.7	0.0094	2478	4194	1862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁵	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻³
15	1.7051	999.1	0.0128	2466	4185	1863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁵	8.09	1.00	0.138 × 10 ⁻³
20	2.339	998.0	0.0173	2454	4182	1867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁵	7.01	1.00	0.195 × 10 ⁻³
25	3.169	997.0	0.0231	2442	4180	1870	0.607	0.0186	0.891 × 10 ⁻³	0.987 × 10 ⁻⁵	6.14	1.00	0.247 × 10 ⁻³
30	4.246	996.0	0.0304	2431	4178	1875	0.615	0.0189	0.798 × 10 ⁻³	1.001 × 10 ⁻⁵	5.42	1.00	0.294 × 10 ⁻³
35	5.628	994.0	0.0397	2419	4178	1880	0.623	0.0192	0.720 × 10 ⁻³	1.016 × 10 ⁻⁵	4.83	1.00	0.337 × 10 ⁻³
40	7.384	992.1	0.0512	2407	4179	1885	0.631	0.0196	0.653 × 10 ⁻³	1.031 × 10 ⁻⁵	4.32	1.00	0.377 × 10 ⁻³
45	9.593	990.1	0.0655	2395	4180	1892	0.637	0.0200	0.596 × 10 ⁻³	1.046 × 10 ⁻⁵	3.91	1.00	0.415 × 10 ⁻³
50	12.35	988.1	0.0831	2383	4181	1900	0.644	0.0204	0.547 × 10 ⁻³	1.062 × 10 ⁻⁵	3.55	1.00	0.451 × 10 ⁻³
55	15.76	985.2	0.1045	2371	4183	1908	0.649	0.0208	0.504 × 10 ⁻³	1.077 × 10 ⁻⁵	3.25	1.00	0.484 × 10 ⁻³
60	19.94	983.3	0.1304	2359	4185	1916	0.654	0.0212	0.467 × 10 ⁻³	1.093 × 10 ⁻⁵	2.99	1.00	0.517 × 10 ⁻³
65	25.03	980.4	0.1614	2346	4187	1926	0.659	0.0216	0.433 × 10 ⁻³	1.110 × 10 ⁻⁵	2.75	1.00	0.548 × 10 ⁻³
70	31.19	977.5	0.1983	2334	4190	1936	0.663	0.0221	0.404 × 10 ⁻³	1.126 × 10 ⁻⁵	2.55	1.00	0.578 × 10 ⁻³
75	38.58	974.7	0.2421	2321	4193	1948	0.667	0.0225	0.378 × 10 ⁻³	1.142 × 10 ⁻⁵	2.38	1.00	0.607 × 10 ⁻³
80	47.39	971.8	0.2935	2309	4197	1962	0.670	0.0230	0.355 × 10 ⁻³	1.159 × 10 ⁻⁵	2.22	1.00	0.653 × 10 ⁻³
85	57.83	968.1	0.3536	2296	4201	1977	0.673	0.0235	0.333 × 10 ⁻³	1.176 × 10 ⁻⁵	2.08	1.00	0.670 × 10 ⁻³
90	70.14	965.3	0.4235	2283	4206	1993	0.675	0.0240	0.315 × 10 ⁻³	1.193 × 10 ⁻⁵	1.96	1.00	0.702 × 10 ⁻³
95	84.55	961.5	0.5045	2270	4212	2010	0.677	0.0246	0.297 × 10 ⁻³	1.210 × 10 ⁻⁵	1.85	1.00	0.716 × 10 ⁻³
100	101.33	957.9	0.5978	2257	4217	2029	0.679	0.0251	0.282 × 10 ⁻³	1.227 × 10 ⁻⁵	1.75	1.00	0.750 × 10 ⁻³

Figura 13, propiedades termofísicas del agua

Fuente: Transferencia de calor y masa, un enfoque práctico. Tercera edición, Yunus Çengel, Mc Graw Hill Interamericana 2007, 930 páginas.

Ahora se calcula el coeficiente convectivo del fluido que va por el tubo interior:

Primero hallamos el numero de reynols para saber si el flujo es laminar o turbulento

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{4\dot{m}}{\pi D\mu}$$

$$Re = \frac{4 * 0.029 \frac{Kg}{s}}{\pi * 0.012m * 0.000798 \frac{Kg}{m * s}} = 3855.88$$

$Re = 3855.88 \Rightarrow$ Es Turbulento

Como es turbulento, se utiliza la siguiente expresión:

$$Nu = 0.023 * Re^{0.8} Pr^n$$

$$Nu = 0.023 * 3855.88^{0.8} * 5.42^{0.4}$$

$$Nu = 33.43$$

Pero a su vez $Nu = \frac{hD}{k}$

Despejando entonces el coeficiente convectivo, queda:

$$h_{agua} = \frac{NuK}{D} = \frac{33.43 * 0.615 \frac{W}{m^{\circ}C}}{0.012m} = 1713.29 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

Coefficiente convectivo del diametro que va por el exterior

$$D_H = D_{ext} - D_{int} = (0.016 - 0.012)m$$

$$D_H = 0.004m$$

Se calcula el numero de Reynolds

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{4\dot{m}}{\pi D\mu}$$

$$Re = \frac{4 * 0.02328 \frac{Kg}{s}}{\pi * (0.016 - 0.012)m * 0.0325 \frac{Kg}{m * s}} = 228$$

$Re = 228 \Rightarrow$ Es laminar

Como el flujo es laminar entonces el numero de nusselt se interpola de la siguiente tabla

D_i/D_o	Nu_i	Nu_o
0	—	3.66
0.05	17.46	4.06
0.10	11.56	4.11
0.25	7.37	4.23
0.50	5.74	4.43
1.00	4.86	4.86

$$\frac{D_{interno}}{D_{externo}} = \frac{12mm}{16mm} = 0.75mm$$

Por interpolación $Nu = 4.64$

Pero $Nu = \frac{hD}{K}$, Entonces

$$h_{aceite} = \frac{NuK}{D_H} = \frac{4.64 * 0.615 \frac{W}{m^{\circ}C}}{0.004m} = 713.4 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

Como la tubería es de acero inoxidable, por lo tanto la resistencia térmica es de aproximadamente cero. Y procedemos a encontrar el coeficiente global de transferencia de calor

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h A_{agua}} + \frac{1}{h A_{aceite}}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{1713.29 \frac{W}{m^2^{\circ}C}} + \frac{1}{713.4 \frac{W}{m^2^{\circ}C}}$$

$$\frac{1}{U} = 0.000584 \frac{m^2^{\circ}C}{W} + 0.00140 \frac{m^2^{\circ}C}{W}$$

$$\frac{1}{U} = 0.00198 \frac{m^2^{\circ}C}{W}$$

$$U = 503.7 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

Calculo de longitud del intercambiador

$$Q = UA \Delta T_{Lm}$$

$$\text{Pero } \Delta T_{Lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)}$$

Donde

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{entrada \text{ aceite}} - T_{salida \text{ agua}} \\ &= (52 - 35)^{\circ}C = 17^{\circ}C \end{aligned}$$

$$\Delta T_2 = T_{\text{salida aceite}} - T_{\text{entrada agua}} \\ = (39 - 30)^\circ\text{C} = 9^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{Lm} = \frac{(17 - 9)^\circ\text{C}}{\ln\left(\frac{17}{9}\right)^\circ\text{C}} = 12.57^\circ\text{C}$$

Como $A = \pi DL$, Entonces

$$Q = U\pi DL * \Delta T_{Lm}$$

$$L = \frac{Q}{U\pi D * \Delta T_{Lm}}$$

$$L = \frac{601.35\text{W}}{\left(503.7 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}\right) * \pi * 0.004\text{m} * 12.57^\circ\text{C}}$$

$$L = 7.6 \text{ m}$$

Así como en el caso anterior, la longitud calculada es similar y nuevamente se puede efectuar un dobléz de la tubería para que quede una longitud efectiva de 3.8 m.

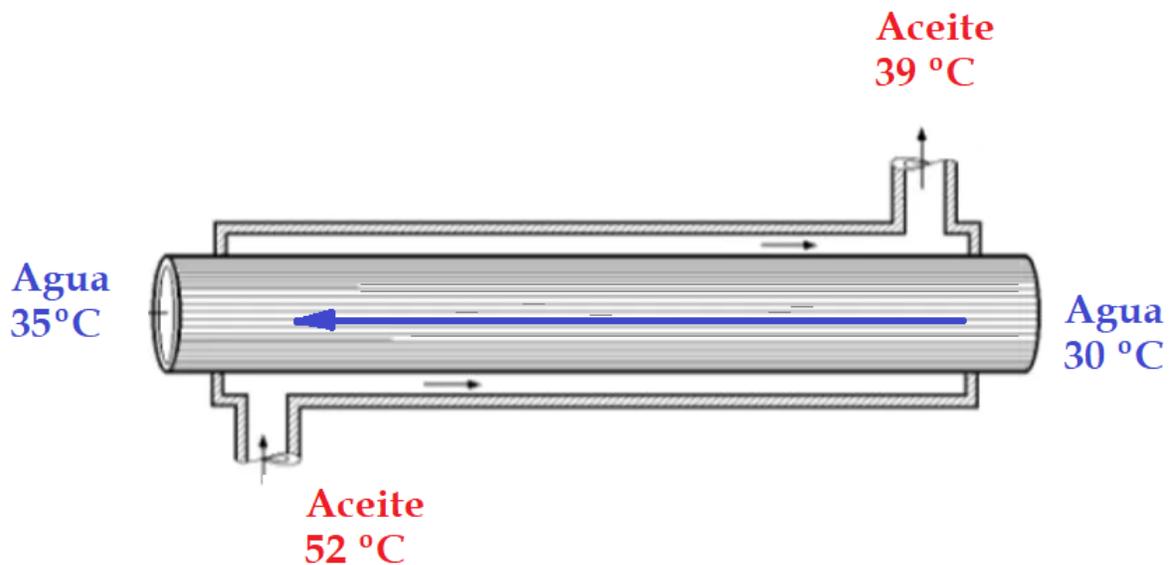


Figura 14, distribución de flujos en el intercambiador de calor agua - aceite

HERRAMIENTA DE SIMULACIÓN

Para el cálculo de los intercambiadores de calor, se desarrolló una aplicación en Excel con la cual se pudieron simular diferentes escenarios de funcionamiento, hasta llegar a una solución que fuera aceptable en términos de los requerimientos de la central hidráulica en donde se hizo el análisis.

En la herramienta hay que entrar algunos parámetros como los diámetros de las tuberías, las propiedades termofísicas de las sustancias (aire, agua o aceite) y los caudales máxicos de ambas sustancias. De esta manera la aplicación calcula los parámetros restantes de acuerdo a la formulación matemática que se describió en los párrafos anteriores, entre ellos, el número de Reynolds, el número de Nusselt, el coeficiente convectivo de transferencia de calor de cada fluido, el coeficiente global de transferencia de calor, la diferencia media logarítmica de temperaturas, el área de transferencia de calor y finalmente la longitud del intercambiador de calor.

A continuación, se presenta un pantallazo de la aplicación funcionando en Excel, con datos y resultados obtenidos en una de las simulaciones que se hicieron.

SIMULADOR INTERCAMBIADOR DE CALOR AGUA-ACEITE			
DATOS ACEITE		DATOS AGUA	
Dinterior	12 mm	Dinterior	12 mm
Dexterior	16 mm	Dexterior	16 mm
PROPIEDADES		PROPIEDADES	
Densidad	920 kg/m ³	Densidad	994.08 kg/m ³
Conductividad	0.138 W/mC	Conductividad	0.02588 W/mC
Cp	1987 J/kgC	Cp	1005 J/kgC
Visc. dinamica	3.25E-02 kg/ms	Visc. dinamica	1.87E-05 kg/ms
		Prandtl	0.7282
Diametro Hco.	0.004 m	Diametro	0.012 m
Flujo masa	0.0233 kg/s	flujo masa	0.06 kg/s
T entrada	52 °C	T entrada	25 °C
T salida	39 °C	T salida	35 °C
Calor	601.8623 W	Calor	603 W
Re	228.203703	Re	340074.665
Nuselt	4.64	Nuselt	539.4
h	160.08 W/m ² C	h	1163.306 W/m ² C
U	140.7163326 W/m ² C		
L	32.2313763 m		

Figura 15, simulador de intercambiadores de calor en Excel

9. ANALISIS TECNICO- ECONOMICO.

A partir de los resultados del cálculo y diseño de ambos intercambiadores de calor puede establecerse que ambos dan longitudes muy diferentes, con el mismo material y con los mismos diámetros, por lo que la elección de la mejor alternativa se restringe a aspectos inherentes más a los flujos que al mismo intercambiador de calor. En este sentido se opta por elegir el intercambiador de calor aire-aceite, bien sea el que se calculó en este trabajo o el que se seleccionó de una marca comercial, el cual tiene un precio aproximado de COP 4'300,000, tiene unas medidas de 250 x 198 x 105mm, lo cual lo hace atractivo desde el punto de vista del espacio que ocuparía y con un peso de aproximadamente 3 kg. Por otro lado, el costo de cualquiera de los dos intercambiadores calculados asciende a unos \$600,000 correspondiente a los materiales, válvulas, racores y demás accesorios necesarios para su funcionamiento.

Se elige entonces el intercambiador de calor aire – aceite ya que en términos energéticos se requiere menos energía para hacer fluir un gas que un líquido, es decir que consume menos energía el sistema de ventilación del aire que la bomba hidráulica para el agua., además el aire no presenta un efecto tan corrosivo como sí lo puede hacer el agua. Además es más silenciosa la operación del ventilador que la de la bomba hidráulica y el mantenimiento que hay que hacerle es también más fácil.

10. CONCLUSIONES

En este trabajo de grado se ha llevado a cabo un diseño conceptual de un sistema de intercambiador de calor que permita resolver el problema de sobrecalentamiento en las unidades de potencia de las centrales hidróeléctricas, para ello se utilizó una herramienta en Excel que permitió variar algunos parámetros hasta dar con el diseño que resultara óptimo. En este sentido, las principales conclusiones de este trabajo son:

- Podemos concluir en base a los cálculos realizados que la mejor opción es utilizar un intercambiador de calor aire – aceite, debido a que el intercambiador de calor agua aceite, necesita de un gran espacio, y un largo trazado de tubería en espiral, lo cual acarrea un alza en los costos de tubería, de montaje y de futuros mantenimientos.
- Podemos concluir también, que así utilicemos agua de la misma represa, esto traerá consigo más y más sobrecostos por concepto de obra civil de desvío o adecuación de la entrada de agua.
- Podemos concluir que en cuanto mantenimiento es mucho más fácil, ya que, al no ser tan robusto, se puede manipular fácilmente, entre pocas personas, no alberga grandes cantidades de aceite, por lo que un eventual derrame de aceite sería fácil de controlar.
- Como conclusión final, teniendo en cuenta los cálculos y el análisis técnico-económico, hemos decidido utilizar para esta opción un intercambiador de calor aire-aceite de la marca Kompass, el cual tiene un precio de \$4'300,000. Este intercambiador tiene unas especificaciones técnicas como el peso y el tamaño que lo hacen una alternativa apropiada para resolver el problema planteado, además al ser un equipo comercial se cuenta con la garantía que ofrece el fabricante.
- En este caso, la respuesta a la pregunta de investigación resulta positiva, aunque está basada en cálculos conceptuales, muchas de las aplicaciones industriales en las que se tienen problemas similares de sobrecalentamiento, han sido resueltos con la implementación de sistemas de intercambiadores de calor

11. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Bibliografías Y Cibergrafías

- <https://www.insidersecretstohydraulics.com/sobrecalentamiento-hidraulicos.html>
 - <https://www.globallubricantes.com/wp-content/uploads/CCF-PI-LI-014-HIDRAULICOB68.pdf>
 - <https://www.enelgreenpower.com/es/learning-hub/energias-renovables/energia-hidroelectrica/central-hidroelectrica>
 - https://www1.upme.gov.co/Energia_electrica/Atlas/Atlas_p25-36.pdf
 - <https://www.minenergia.gov.co/historico-de-noticias?idNoticia=24094573>
-
- Çengel, yunus a. Y boles, michael a. (2012) Mc Graw Hill, séptima edición. Mcgraw-hill/interamericana editores, s.a. De c.v
 - Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). Transferencia de calor y masa: fundamentos y aplicaciones, cuarta edición. McGraw-Hill Interamericana.
 - Kakac, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2002). Heat exchangers: selection, rating, and thermal design. CRC press.