



Universidad de San Carlos de Guatemala
Facultad de Ingeniería
Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica

**ESTUDIO MECÁNICO Y ELÉCTRICO PARA IMPLEMENTACIÓN DE UN
SISTEMA DE ENFRIAMIENTO, APLICADO A CHUMACERAS CON
APROVECHAMIENTO DEL CAUDAL TURBINADO EN LA CENTRAL
HIDROELÉCTRICA LAS VACAS**

Abner David Vásquez Guillén

Asesorado por el Ing. Armando Gálvez Castillo

Guatemala, noviembre de 2019

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

**ESTUDIO MECÁNICO Y ELÉCTRICO PARA IMPLEMENTACIÓN DE UN
SISTEMA DE ENFRIAMIENTO, APLICADO A CHUMACERAS CON
APROVECHAMIENTO DEL CAUDAL TURBINADO EN LA CENTRAL
HIDROELÉCTRICA LAS VACAS**

TRABAJO DE GRADUACIÓN

PRESENTADO A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA
FACULTAD DE INGENIERÍA

POR

ABNER DAVID VÁSQUEZ GUILLÉN

ASESORADO POR EL ING. ARMANDO GÁLVEZ CASTILLO

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

GUATEMALA, NOVIEMBRE DE 2019

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA
FACULTAD DE INGENIERÍA



NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA

DECANA	Inga. Aurelia Anabela Cordova Estrada
VOCAL I	Ing. José Francisco Gómez Rivera
VOCAL II	Ing. Mario Renato Escobedo Martínez
VOCAL III	Ing. José Milton de León Bran
VOCAL IV	Br. Luis Diego Aguilar Ralón
VOCAL V	Br. Cristian Daniel Estrada Santizo
SECRETARIO	Ing. Hugo Humberto Rivera Pérez

TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO

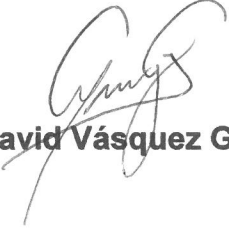
DECANO	Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco
EXAMINADOR	Ing. Armando Gálvez Castillo
EXAMINADORA	Inga. Ingrid Salome Rodríguez de Loukota
EXAMINADOR	Ing. Milton Alexander Fuentes Orozco
SECRETARIA	Inga. Lesbia Magalí Herrera López

HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR

En cumplimiento con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

ESTUDIO MECÁNICO Y ELÉCTRICO PARA IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO, APLICADO A CHUMACERAS CON APROVECHAMIENTO DEL CAUDAL TURBINADO EN LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA LAS VACAS

Tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, con fecha 30 de abril de 2018.


Abner David Vásquez Guillén

Guatemala, 3 de septiembre de 2019

Ingeniero

Otto Fernando Andrino González

Coordinador del Área de Electrotecnia

Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica

Facultad de Ingeniería

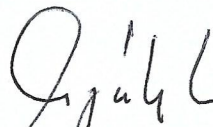
Universidad de San Carlos de Guatemala

Estimado Ingeniero Andrino:

Por este medio hago de su conocimiento que he concluido la revisión del trabajo de graduación del estudiante, **Abner David Vásquez Guillén**, titulado **ESTUDIO MECÁNICO Y ELÉCTRICO PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO, APLICADO A CHUMACERAS CON APROVECHAMIENTO DEL CAUDAL TURBINADO EN LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA LAS VACAS**. El que ha cumplido con los objetivos que fueron planteados para su ejecución. Por lo que, doy mi **APROBACIÓN** al mismo.

Asimismo, indico que tanto el estudiante Abner Vásquez, como el suscrito, somos responsables del contenido del trabajo en cuestión.

Reciba un cordial saludo y quedo en la mejor disposición de ampliar lo indicado en la presente. Atentamente,



Ing. Armando Gálvez Castillo

ASESOR
Armando Gálvez Castillo
Ingeniero Mecánico Electricista
Colegiado No. 2162

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS
DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

REF. EIME 67. 2019.

18 de SEPTIEMBRE 2019.

Señor Director

Ing. Armando Alonso Rivera Carrillo
Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica
Facultad de Ingeniería, USAC.

Señor Director:

Me permito dar aprobación al trabajo de Graduación titulado: ESTUDIO MECÁNICO Y ELÉCTRICO PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO, APLICADO A CHUMACERAS CON APROVECHAMIENTO DEL CAUDAL TURBINADO EN LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA LAS VACAS del estudiante; Abner David Vásquez Guillén, que cumple con los requisitos establecidos para tal fin.

Sin otro particular, aprovecho la oportunidad para saludarle.

Atentamente,
ID Y ENSEÑAD A TODOS

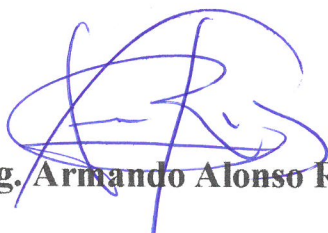

Ing. Otto Fernando Andriano González
Coordinador de Electrotécnica





REF. EIME 67. 2019.

El Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, después de conocer el dictamen del Asesor, con el Visto bueno del Coordinador de Área, al trabajo de Graduación del estudiante: ABNER DAVID VÁSQUEZ GUILLÉN Titulado; ESTUDIO MECÁNICO Y ELÉCTRICO PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO, APLICADO A CHUMACERAS CON APROVECHAMIENTO DEL CAUDAL TURBINADO EN LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA LAS VACAS, procede a la autorización del mismo.


Ing. Armando Alonso Rivera Carrillo



GUATEMALA, 14 DE OCTUBRE 2019.



La Decana de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, al trabajo de graduación titulado: **ESTUDIO MECÁNICO Y ELÉCTRICO PARA IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO, APLICADO A CHUMACERAS CON APROVECHAMIENTO DEL CAUDAL TURBINADO EN LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA LAS VACAS**, presentado por el estudiante universitario: **Abner David Vásquez Guillén**, y después de haber culminado las revisiones previas bajo la responsabilidad de las instancias correspondientes, se autoriza la impresión del mismo.

IMPRÍMASE.

Inga. Aurelia Anabela Cordova Estrada
Decana

Guatemala, Noviembre de 2019



AACE/asga
cc

ACTO QUE DEDICO A:

- Dios** Gracias por ser el soporte de mi vida, por guiarnos a lo largo de nuestra existencia, por ser el apoyo y la fortaleza en los momentos de dificultad y de debilidad.
- Mis padres** Por el gran sacrificio, el tiempo y el trabajo que han invertido en mí; fueron mis mayores promotores durante este proceso.
- Mis hermanos** Por compartir toda una vida por su cariño y apoyo incondicional, por estar conmigo en todo momento gracias.
- Mis familiares** Agradecido por sus consejos y palabras de aliento que hicieron de mí una persona mejor.
- Mis amigos** A todos aquellos que estuvieron presentes en la realización y el desarrollo de este trabajo.

AGRADECIMIENTOS A:

Universidad de San Carlos de Guatemala	Por abrirme las puertas y darme la oportunidad de construir y enriquecer mis conocimientos y mi futuro como profesional.
Facultad de Ingeniería	A los catedráticos quienes con la enseñanza de su valioso conocimiento me permitieron crecer día a día como profesional. Gracias.
Mis amigos de la facultad	Con todos los que compartí dentro y fuera de las aulas, gracias por su apoyo y por la diversión.
Asesor	Ingeniero Armando Gálvez Castillo, por brindarme tiempo; pero sobre todo por la confianza depositada en el desarrollo de este trabajo.

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....	V
LISTA DE SÍMBOLOS	IX
GLOSARIO	XI
RESUMEN.....	XV
OBJETIVOS.....	XVII
INTRODUCCIÓN	XIX
1. TEORÍA ELEMENTAL DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.....	1
1.1. Principios de funcionamiento del <i>chiller</i>	2
1.2. Principios termodinámicos.....	4
1.2.1. Conceptos fundamentales	5
1.2.2. Leyes que gobiernan la termodinámica	5
1.2.2.1. Ley cero de la termodinámica.....	5
1.2.2.2. Primera ley de la termodinámica: balance de energía	5
1.2.2.3. Segunda ley de la termodinámica: energía total que sale del sistema	6
1.2.2.4. Tercera ley de la termodinámica: cambio de la energía total del sistema	6
1.3. Transferencia de calor.....	7
1.3.1. Forma de transferencia de calor.....	7
1.4. Intercambiadores de calor	9
1.4.1. Tipo casco	12
1.4.2. Tipo de tubos.....	12

1.4.3.	Tipo serpentín	13
1.4.4.	Tipo placa.....	14
1.5.	Tipos de materiales conductores de calor.....	15
1.6.	Números adimensionales para cálculo de intercambiadores de calor.	16
1.6.1.	Nusselt	17
1.6.2.	Prandtl.....	17
1.6.3.	Reynolds	18
2.	DESCRIPCIÓN DE LOS ELEMENTOS Y SISTEMAS ACTUALES EN LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA	19
2.1.	Descripción del generador	19
2.2.	Descripción de la turbina.....	20
2.2.1.	Construcción general de la turbina.....	20
2.2.2.	Principios de funcionamiento de la turbina	21
2.3.	Descripción de las chumaceras	22
2.3.1.	Sistema de lubricación y enfriamiento.....	23
2.3.2.	Sistema de izamiento	26
2.3.3.	Bombas de aceite.....	27
2.4.	Descripción de sistema enfriamiento por <i>chiller</i>	29
2.4.1.	Intercambiador de calor.....	31
2.4.2.	Motores principal y respaldo AC.....	32
2.4.3.	Flujómetro	33
2.4.4.	Termómetros análogos.....	35
3.	DISEÑO MECÁNICO DEL NUEVO SISTEMA DE ENFRIAMIENTO POR CAUDAL TURBINADO.....	37
3.1.	Diseño e instalación del nuevo sistema de enfriamiento.....	37
3.2.	Cálculo de banco de intercambiador y banco de tubos.....	38

3.2.1.	Cálculo de transmisión de calor.....	38
3.2.2.	Cálculo de régimen térmico de los tubos.....	58
3.2.3.	Cálculo hidráulico	60
3.2.4.	Cálculo de bomba basado en el análisis de caudal requerido y por pérdidas en el intercambiador	68
3.2.5.	Planos de diseño mecánico.....	70
3.3.	Diseño de suministro eléctrico y señal de temperatura	73
3.3.1.	Diseño de circuito y control de motores.....	74
3.3.2.	Selección de motores por consideración de características calculadas.....	75
3.3.3.	Cálculo de protección de circuitos de potencia.....	76
3.3.4.	Diseño del sistema de control de la temperatura de las chumaceras.....	77
3.3.5.	Diagramas del circuito de potencia y las señales de temperatura	80
4.	ANÁLISIS ACTUAL Y POSTERIOR A LA IMPLEMENTACIÓN DE NUEVO SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PARA LAS CHUMACERAS EN CENTRAL HIDROELÉCTRICA RÍO LAS VACAS.....	85
4.1.	Sistema de enfriamiento actual	85
4.1.1.	Operación y funcionamiento	85
4.1.2.	Ventajas.....	87
4.1.3.	Desventajas	87
4.2.	Modificaciones al sistema actual de enfriamiento.....	88
4.2.1.	Primera modificación: aislamiento del sistema enfriamiento actual por <i>chiller</i>	89

4.2.2.	Segunda modificación: instalación del nuevo sistema de enfriamiento y consideraciones para su funcionamiento híbrido	90
4.2.3.	Tercera modificación: instalación de sensores de temperatura PT100 para el monitoreo desde el cuarto de control.....	91
4.3.	Forma de operación del nuevo sistema de enfriamiento.....	91
4.3.1.	Sistema de enfriamiento primario por caudal turbinado	92
4.3.2.	Sistema de enfriamiento secundario por <i>chiller</i>	93
4.3.3.	Operación pos sistema de enfriamiento híbrido	95
4.3.4.	Ventajas	97
4.3.5.	Desventajas.....	97
CONCLUSIONES.....		99
RECOMENDACIONES		101
BIBLIOGRAFÍA.....		103
APÉNDICES.....		105
ANEXO.....		109

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

1.	Diagrama del ciclo de enfriamiento del <i>chiller</i>	3
2.	Flujo paralelo en intercambiador de calor	10
3.	Contra flujo en el intercambiador de calor	11
4.	Flujo cruzado en el intercambiador de calor.....	11
5.	Intercambiador de tubo y casco	12
6.	Intercambiador, tipo tubos.....	13
7.	Intercambiador tipo serpentín.....	14
8.	Intercambiador de calor tipo placa y armazón.....	14
9.	Materiales según su conductividad térmica.....	16
10.	Diagrama hidráulico de lubricación, chumacera superior.....	23
11.	Diagrama hidráulico de lubricación, chumacera inferior.....	25
12.	Diagrama de sistema enfriamiento <i>chiller</i>	30
13.	Flujómetro del sistema de lubricación superior	34
14.	Flujómetro del sistema de lubricación inferior	34
15.	Banco de tubos en canal de desfogue	38
16.	Resistencia de obstrucción total de calor	47
17.	Distribución de las filas para el banco de tubos	51
18.	Diagrama hidráulico.	60
19.	Diagrama para análisis hidráulico	69
20.	Diseño del serpentín	71
21.	Planos de diseño mecánico	72
22.	Terminales para conexión Ecograph T RSG35.....	73
23.	Cambio de bombas automático.....	75

24.	Diagrama de lazo de control automático.....	78
25.	Diagrama del control de motores, sistema enfriamiento	80
26.	Diagrama del suministro eléctrico motores.....	81
27.	Diagrama supervisión de la temperatura	82
28.	Operación del sistema primario	92
29.	Operación del sistema secundario.....	94

TABLAS

I.	Placa de generador WEG	20
II.	Características de la turbina	21
III.	Placa de chumaceras	22
IV.	Identificación de accesorios, chumacera superior	24
V.	Identificación de accesorios, chumacera inferior	26
VI.	Placa característica motor y bomba sistemas de lubricación chumacera superior	27
VII.	Placa característica motor y bomba sistemas de lubricación chumacera inferior	28
VIII.	Placa característica motor y bomba sistemas de izamiento	28
IX.	Identificación de accesorios, sistema de enfriamiento <i>chiller</i>	30
X.	Placa característica intercambiadores de calor	31
XI.	Placa característica motor sistema de enfriamiento.....	32
XII.	Protección térmica generador WEG	35
XIII.	Temperatura en intercambiadores tipo placa.....	41
XIV.	Temperatura del agua en canal de desfogue	45
XV.	Caudal turbinado por potencia entregado de la turbina	46
XVI.	Temperatura para el cálculo DMLT.....	55
XVII.	Accesorios del diagrama hidráulico	61
XVIII.	Factores de fricción para flujos y diámetros del sistema.....	63

XIX.	Accesorios en tubería de 1 pulgada	64
XX.	Accesorios en tubería de 1 1/2 pulgada	66
XXI.	Accesorios en tubería de 2 pulgada	67

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Significado
a	Área de flujo (m^2)
A	Área de transferencia de calor (m^2)
A_e	Área externa del tubo (m^2)
A_i	Área interna del tubo (m^2)
Δp	Caída de presión
C	Calor específico (J/kg K)
\dot{Q}	Calor intercambiado (J/s o W)
U	Coeficiente global de transferencia de calor
U_L	Coeficiente global de transferencia de calor, tubo limpio
U_s	Coeficiente global de transferencia de calor, tubo sucio
h	Coeficiente pelicular (J/s m^2 k)
h_o	Coeficiente pelicular del lado externo (J/s m^2 k)
h_i	Coeficiente pelicular del lado interno. (J/s m^2 k)
k	Conductividad térmica (J/s m k)
σ	Constante de Stefan-Boltzmann ($W/m^2 K^4$)
NA	Contacto normalmente abierto
NC	Contacto normalmente cerrado
AC	Corriente alterna
h_{io}	Del lado interno referido al área externa (J/s m^2 k)
ρ	Densidad (kg/m^3)
D	Diámetro (m)

ΔT	Diferencia de temperatura
ε	Emisividad de la superficie (kg/m ³)
f	Factor de fricción
\dot{m}_c	Flujo másico (kg/s)
kW	Kilowatts
LPM	Litros por minuto
L	Longitud de tubos (m)
MVA	Megavoltios amperios
mca	Metros columna de agua
mA	Miliamperios
Pr	Número de Prandtl
Re	Número de Reynolds
Ω	Ohmios
h_n	Pérdidas menores por accesorios
P	Presión
Rf	Resistencia de ensuciamiento
rpm	Revoluciones por minuto
UH	Unidad hidráulica
v	Velocidad (m/s)
ν	Viscosidad cinemática (centistokes)
μ	Viscosidad dinámica (kg/m s)
V	Voltios
W	Watts

GLOSARIO

Canal de desfogue	Canal por donde se libera o evacúa el flujo que es turbinado por la central hidroeléctrica.
<i>Chiller</i>	Es una máquina enfriadora de líquidos. Este equipo opera bajo el mismo principio de operación del aire acondicionado: transfiere el calor de un proceso al ambiente.
Chumacera	Dispositivo mecánico que permite el soporte para la rotación de un eje, compuesta por una parte rotativa y otra fija.
Conductividad térmica	Propiedad física de algunos materiales que miden la capacidad de conducción del calor.
Contingencia	Es un problema que se plantea de forma imprevista.
Difusividad térmica	Medición de la velocidad a la que la temperatura cambia dentro de una sustancia.
<i>Display</i>	Traducida al español como visualizador. Dispositivo de un aparato electrónico o pantalla en donde se muestra visualmente cierta información.

Entalpia	Es la cantidad de energía de un sistema termodinámico que puede intercambiar con su entorno.
Gobernador	Denominación del dispositivo encargado de regular la velocidad por medio de la manipulación de apertura y cierre de válvulas.
Inercia	Es la propiedad que poseen los cuerpos de oponerse de un cambio en su estado de reposo o movimiento en que se encuentra.
Intercambiador	Es un dispositivo diseñado para transferir calor entre dos medios que están separados por una barrera o que se encuentran en contacto.
Izamiento	Significa levantamiento, se instala un mecanismo de levantamiento a un generador eléctrico para disminuir la fuerza opuesta por fricción, se inyecta una película hidráulica entre las pieza móviles y fijas.
Rodete	Turbina hidráulica que transforma la energía cinética de un fluido a movimiento de rotación.
RTD	Es un detector de temperatura por resistencia, es decir, un sensor de temperatura basado en la variación de la resistencia de un conductor con la temperatura.

Sincronización

Conexión del generador a la red eléctrica con el emparejamiento de voltaje, frecuencia, ángulo de fase y secuencia de fases.

Termoresistencia

Equipo de medición de temperatura, que a la medida que varía la temperatura su resistencia se modifica.

RESUMEN

El material incluido en este trabajo de investigación consta de cuatro capítulos, donde se describen de manera progresiva el diseño del sistema de enfriamiento para un generador eléctrico en base al caudal que turbina. El contenido del primer capítulo presenta la teoría introductoria de los sistemas de enfriamiento, se explica los elementos que componen un sistema común de refrigeración; también, se hace introducción a los conceptos básicos de la termodinámica, los modelos matemáticos para las diferentes formas de transmisión del calor entre dos fluidos.

El capítulo dos proporciona la información técnica de los equipos actuales, así como la operación y el funcionamiento de los sistemas de lubricación y refrigeración; siendo estos la base para comprender y analizar el tercer capítulo que trata sobre los cálculos térmicos, hidráulicos y el diseño del intercambiador de calor propuesto para el nuevo sistema de enfriamiento. Para garantizar que el nuevo sistema de enfriamiento sea confiable y seguro en la operación del generador eléctrico, se analiza la implementación de un sistema de monitoreo de las temperaturas y visualizarlos desde el cuarto de control. De igual forma se propone la implementación de un sistema de control automático de temperatura, donde la variable a controlar será los niveles de la temperatura del aceite que utiliza el generador para su lubricación y enfriamiento.

En el cuarto capítulo se analiza la ventajas y desventajas de la operación del sistema de enfriamiento actual y el sistema de enfriamiento propuesto, sin descartar la operación del generador con un sistema de enfriamiento híbrido. En este capítulo también se describe las formas de operación del nuevo sistema.

OBJETIVOS

General

Determinar la viabilidad para la implementación de un sistema de enfriamiento que permita disipar el calor de las chumaceras con base en el caudal turbinado por el generador de 6,0 MVA de la central hidroeléctrica.

Específicos

1. Analizar el estado actual del sistema de enfriamiento y la lubricación que influye en la operación y el funcionamiento del generador eléctrico.
2. Identificar y describir el sistema de enfriamiento utilizado para la disipación del calor actualmente.
3. Determinar la cantidad de energía calorífica capaz de disipar a través del caudal turbinado de la unidad generadora de 6,0 MVA.
4. Determinar la cantidad calorífica a disipar por el intercambiador de calor para el enfriamiento adecuado de las chumaceras.
5. Determinar la viabilidad y seguridad en la sustitución del sistema de enfriamiento actual por un sistema de enfriamiento con aprovechamiento del caudal turbinado.

6. Determinar que el sistema de enfriamiento propuesto con base en un intercambiador de calor del tipo serpentín cubre las necesidades requeridas.

INTRODUCCIÓN

El principal objetivo de este trabajo de graduación es determinar que un sistema de enfriamiento que utiliza el caudal turbinado sea viable para la disipación del calor generado en las chumaceras por el efecto del rozamiento; consiste en la instalación de intercambiadores de calor tipo serpentín en la salida del caudal turbinado o el desfogue de la casa de las máquinas. Por el interior de los tubos del serpentín circulará agua tratada, salmuera, que será el medio que se utilizará para transferir el calor del aceite utilizado en las chumaceras al afluente de salida.

Se calculará la longitud necesaria del serpentín que estará en contacto directo con el afluente de agua proveniente de la turbina que por principios termodinámicos buscará la estabilidad térmica que transferirá la energía en forma de calor, del líquido con mayor al de menor energía.

Se propone un sistema de control que permitirá el control óptimo del flujo y caudal del agua tratada, salmuera, que circulará por el intercambiador de calor tipo serpentín para mantener constante la temperatura en las chumaceras; esto para mantenerla dentro de los márgenes requeridos por el fabricante y para garantizar la seguridad operativa de la máquina rotatoria.

Para el enfriamiento de las chumaceras, se contará con dos sistemas con los que se podría disipar el calor; el sistema de enfriamiento principal será el nuevo sistema propuesto con base en el caudal turbinado y se contempla el sistema secundario o respaldo, enfriado por *chiller*. Este sistema híbrido garantizará la seguridad del generador y buscará minimizar parte del consumo

eléctrico utilizado para los servicios propios. Además, el diseño contempla mayor seguridad con el monitoreo de temperatura a través de sensores que serán instalados en todo el sistema, en las entradas y salidas de los intercambiadores de calor, que podrán ser visualizadas desde el cuarto de control a través de una grabadora gráfica que pueda mostrar por medio de un *display* electrónico los valores de temperatura y, además, que pueda representarlos gráficamente.

1. TEORÍA ELEMENTAL DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

El calor es una forma de energía que se encuentra presente en muchos de los procesos en la industria; es una necesidad el uso de sistemas de refrigeración para mantener los equipos a una temperatura óptima de operación. Estos sistemas están destinados a extraer el calor de un fluido; utilizan intercambiadores y refrigerantes para reducir la temperatura, según sean las necesidades de los procesos industriales y de la capacidad de enfriamiento del equipo. En la actualidad, comúnmente son utilizados los *chiller*, sistemas completos de refrigeración.

Los sistemas de refrigeración pueden clasificarse según su concepción y el refrigerante empleado. Entre los más comunes se encuentran los siguientes:

- Sistemas enfriados por aire o por agua
- Sistemas abiertos o sistemas cerrados
- Sistemas directos o sistemas indirectos

En el sistema abierto, el fluido a enfriar está en contacto con el medio ambiente y, caso contrario, para los sistemas cerrados en donde el fluido a enfriar se aloja en tuberías o serpentines y no se encuentran en contacto directo con el medio ambiente.

El sistema de enfriamiento directo utiliza un solo intercambiador de calor donde el refrigerante enfría el fluido del proceso. Caso contrario, para un sistema indirecto en donde existen al menos dos intercambiadores de calor; el

circuito secundario es el que aísla el refrigerante que circulará por el circuito primario y el flujo del proceso que se ha de enfriar.

1.1. Principios de funcionamiento del *chiller*

El *chiller* es la unidad de refrigeración, generadora de agua helada; transfiere el calor de un proceso al medio ambiente valiéndose del agua como medio de transferencia. El proceso industrial, que es el generador de calor, cederá esta energía; mientras que el agua, durante su paso por el proceso eleva su temperatura; el agua, ahora caliente, retorna al *chiller*, sección B figura 1, donde nuevamente reduce su temperatura para ser enviada al proceso e iniciar de nuevo su ciclo de enfriamiento.

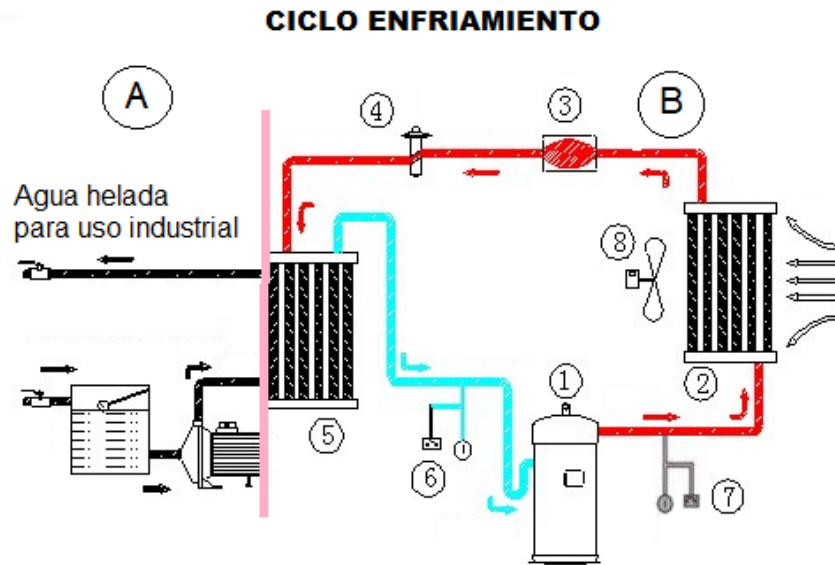
Los sistemas por *chiller* operan como un sistema de expansión directa, el refrigerante enfriado o calentado en los dos ciclos frigoríficos no están expuestos al ambiente por lo que claramente se observa en la sección B de la figura 1, el sistema cerrado. El fluido a enfriar, que es surtido por el depósito de agua tratada, que se utiliza como medio que transfiere el calor, es dirigido hacia el proceso industrial en tuberías y separado del sistema frigorífico por el intercambiador de calor.

Como cualquier equipo de refrigeración, como el *chiller* está constituido por los siguientes elementos:

- Compresor
- Condensador
- Evaporador
- Válvula de expansión
- Refrigerante

- Sistema electrónico de control
- Elementos externos al equipo como bomba de impulsión de agua y depósito

Figura 1. Diagrama del ciclo de enfriamiento del *chiller*



- | | |
|-------------------------|--------------------------------|
| 1. Compresor | 5. Evaporador de placas |
| 2. Condensador | 6. Interruptor de baja presión |
| 3. Filtro de humedad | 7. Interruptor de alta presión |
| 4. Válvula de expansión | |

Fuente: *Manual unidad tipo chiller condensado por aire CHPPV13120XB3.*

www.confortfresh.com. Consulta: 21 de octubre de 2018.

A continuación, se da una breve descripción de los componentes de un sistema de refrigeración por *chiller*.

- **Compresor:** es el encargado de hacer circular el refrigerante por todos los componentes del sistema de refrigeración del *chiller*; realiza esta función

comprimiendo el vapor refrigerante que aumenta la presión y la temperatura.

- Condensador: expulsa del sistema el calor absorbido por el evaporador y bombeado por el compresor, extrae el calor del refrigerante y la transfiere al aire o al agua haciendo que el refrigerante se condense.
- Evaporador: es un intercambiador de calor que proporciona una superficie para transferir el calor del líquido a enfriar al refrigerante, el cual se evaporará al tiempo de ir absorbiendo el calor.
- Válvula de expansión: controla el caudal de refrigeración en estado líquido que ingresa al evaporador.
- Circuito de control: controla los paros y arranques de los motores de *Chiller*, así como las señales de alarmas.
- Refrigerante: es el encargado de extraer el calor del medio a enfriar y lo disipa en un medio refrigerante como aire o agua.

1.2. Principios termodinámicos

Los principios que describen a las leyes termodinámicas de la conservación y degradación de la energía, en el primer principio aportan a la ley de la conservación dos nuevas formas de energía: el calor y la energía interna; y en su segundo principio aporta a la ley de la degradación, la herramienta mediante la cual puede calcularse (entropía) la energía que se degrada en cualquier proceso.

1.2.1. Conceptos fundamentales

La termodinámica estudia la cantidad de transferencia de energía (mecánica, eléctrica, térmica, química, entre otros.) a medida que un sistema pasa por un proceso de un estado de equilibrio a otro y no hace referencia a cuánto durará ese proceso; consideraciones como el calor y la temperatura se emplean, además, emplea términos y conceptos del lenguaje corriente.

1.2.2. Leyes que gobiernan la termodinámica

La termodinámica se enfoca en la energía, su estado y sus transformaciones. Por lo tanto, el estudio de la transferencia de calor no puede basarse solo en los principios de la termodinámica, también, a las restricciones y leyes que impone la naturaleza para que se lleven a cabo dichas transformaciones.

1.2.2.1. Ley cero de la termodinámica

En la ley cero de la termodinámica se establece que, si dos sistemas se encuentran en equilibrio térmico con un tercero, están en equilibrio térmico entre ellos.

1.2.2.2. Primera ley de la termodinámica: balance de energía

La primera ley se expresa bajo el principio de la conservación de la energía en donde se postula que la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; solo puede cambiar de forma. Por lo que establece que, si

se realiza trabajo sobre un sistema o bien este intercambia calor con otro, la energía interna del sistema cambiará.

- Balance de energía: establece que para cualquier sistema se puede expresar como el cambio neto (incremento o disminución) en la energía total del sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale del sistema durante el proceso. Es decir.

$$\left(\begin{array}{c} \text{Energía que} \\ \text{entra al sistema} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{energía que} \\ \text{sale del sistema} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{cambio de la} \\ \text{energía total} \end{array} \right) \quad [\text{Ecuación 1}]$$

1.2.2.3. Segunda ley de la termodinámica: energía total que sale del sistema

La segunda ley de la termodinámica no se limita a identificar la cantidad y las transformaciones de la energía; también, afirma que la energía tiene calidad, así como cantidad y establece el sentido en la cual ocurre dicha transformación.

Conservar la calidad de la energía es una cuestión importante, y la segunda ley provee los medios necesarios para determinarla, así como el grado de degradación que sufre la energía durante un proceso, denominada cantidad de entropía.

1.2.2.4. Tercera ley de la termodinámica: cambio de la energía total del sistema

La tercera ley de la termodinámica, afirma que es imposible alcanzar una temperatura igual al cero absoluto mediante un número finito de procesos

físicos. A medida que un sistema dado, se aproxima al cero absoluto, su entropía tiende a un valor constante específico.

1.3. Transferencia de calor

El calor es la forma de la energía que puede transferirse de un sistema a otro como el resultado de la diferencia de temperatura. La transferencia de calor se relaciona como la capacidad de intercambio de calor entre cuerpos de distintas temperaturas llamados emisor y receptor. La transferencia de energía siempre se produce del medio que tiene la temperatura más elevada hacia el de temperatura más baja; y esa transferencia se detiene cuando ambos alcanzan la misma temperatura.

1.3.1. Forma de transferencia de calor

Hay tres formas diferentes en las que el calor puede pasar del emisor al receptor: conducción, convección y radiación.

- Conducción: la transferencia de calor puede tener lugar en sólidos líquidos o gases pudiendo ser por colisión, difusión y vibración de las moléculas. Está directamente relacionada con los gradientes de temperatura dentro del cuerpo y está gobernado por la ley de Fourier de conducción del calor:

$$\dot{Q} = -kA \frac{dT}{dx} \quad \text{[Ecuación 2]}$$

Donde:

- K: conductividad térmica del material. (W/m °C)
- A: sección transversal en posición "x" (m²)

- Q : razón de transferencia de calor (W)
- dT/dx : gradiente de temperatura

El signo menos es necesario, ya que, por convenio, la densidad de flujo de calor se supone positivo cuando la energía se transfiere por conducción en el sentido de temperatura decreciente.

- Convección: la transferencia de calor se da entre una superficie sólida y el líquido o gas en movimiento siempre que estas se encuentren a diferentes temperaturas y pueden ser por movimiento natural o forzado.

El flujo de calor por convección desde una superficie a un fluido puede calcularse como modelo la ley de enfriamiento de Newton.

$$\dot{Q} = hA(T_s - T_{amb}) \quad \text{[Ecuación 3]}$$

Donde:

- h : coeficiente de transferencia de calor por convección
 - A : área de superficie (m^2)
 - T_s : temperatura de la superficie ($^{\circ}C$)
 - T_{amb} : temperatura del fluido ($^{\circ}C$)
 - \dot{Q} : razón de transferencia de calor (W)
- Radiación: es la energía emitida por la materia en forma de onda electromagnética y a diferencia de la conducción y convección no necesitan de un medio y tampoco sufre atenuación en el vacío para el intercambio de calor. La densidad de flujo de radiación térmica emitida por una superficie se describe mediante la ecuación de Stefan-Boltzmann.

$$\dot{Q} = \varepsilon\sigma A(T_s^4 - T_{rec}^4) \quad \text{[Ecuación 4]}$$

Donde:

- T_s : temperatura de la superficie (°K).
- T_{rec} : temperatura del recinto (°K).
- σ : es la constante de Stefan-Boltzmann con valor de $5,67 \times 10^{-8}$ (W/m²K⁴).
- ε : es la emisividad de la superficie. Con valores de 0 a 1 dependiendo de la superficie.

La radiación es una forma de transferencia de calor, pero su efecto es menor y por lo general puede ser despreciable.

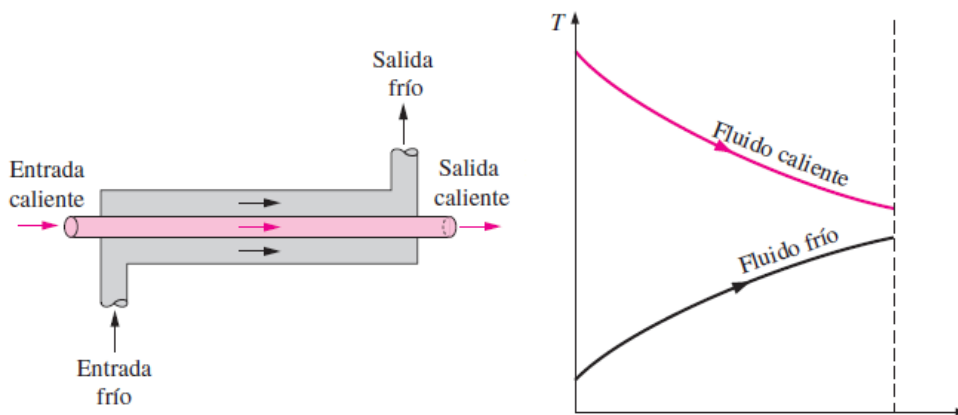
1.4. Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son dispositivos utilizados para la transferencia de energía interna térmica disponible entre dos o más fluidos a diferente temperatura. En la mayoría de los intercambiadores, los fluidos están separados por una superficie conductora de calor y no se mezclan. Se utilizan para multitud de procesos en diversas industrias (aire acondicionado, refrigeración, generación de energía y otras) así como en aplicaciones comunes.

El intercambiador se presenta en distintas configuraciones, tamaños y materiales de construcción que son categorizados por características comunes; una característica común que puede emplearse es la dirección relativa que existe entre los flujos de los fluidos: flujo paralelo, contraflujo y flujo cruzado.

- Flujo paralelo: existe un flujo paralelo cuando el flujo interno de los tubos y el flujo externo, ambos, fluyen en la misma dirección. Ambos flujos entran en el intercambiador en el mismo extremo y la temperatura del fluido se aproximan la una a la otra; el fluido frío aumentará y el fluido caliente disminuir su temperatura tratando de alcanzar el equilibrio térmico.

Figura 2. **Flujo paralelo en intercambiador de calor**

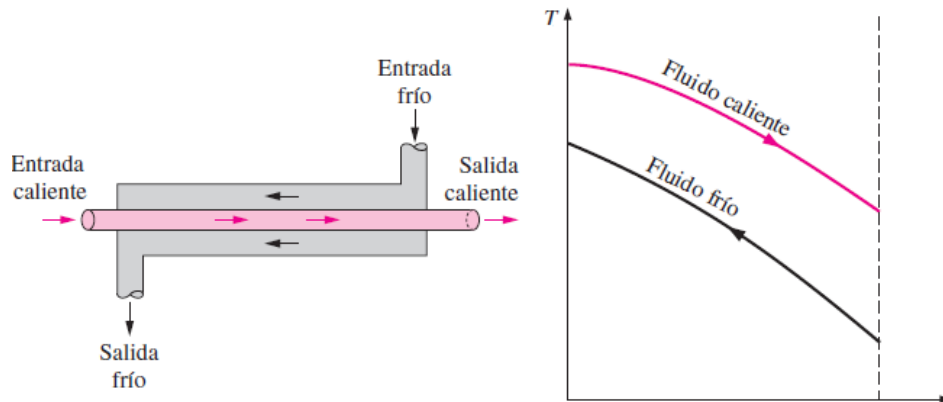


Fuente: CENGEL, Yunus A. *Transferencia de calor y masa*. p. 610.

Cabe destacar que en la salida nunca se alcanzará la misma temperatura en ambos fluidos, serán muy próximos, pero no iguales.

Contraflujo: se presenta cuando los fluidos fluyen en la misma dirección, pero en sentido opuesto. Este tipo de intercambiador resulta ser más eficiente en contraste al de flujo paralelo y por lo que se pueden obtener temperaturas más altas en el fluido frío y temperaturas bajas en el fluido caliente una vez realizada la transferencia de calor.

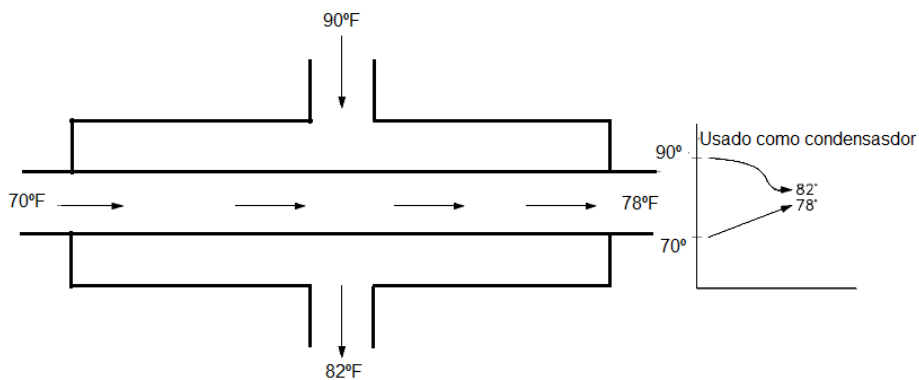
Figura 3. **Contra flujo en el intercambiador de calor**



Fuente: CENGEL, Yunus A. *Transferencia de calor y masa*. p. 610.

Flujo cruzado: se presenta cuando uno de los fluidos fluye de manera perpendicular al otro formando un ángulo de 90° . Este tipo es comúnmente usado en fluidos que presentan cambios de fase, como condensadores de vapor.

Figura 4. **Flujo cruzado en el intercambiador de calor**



Fuente: O.A. Jaramillo. *Intercambiadores de calor*.

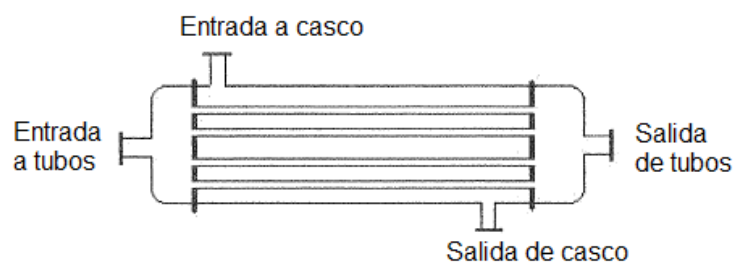
www.cie.unam.mx/~ojd/pub/HeatExchabger/intercambiadores. Consulta: 10 de octubre de 2018.

En la actualidad, los intercambiadores de calor no son fabricados de un solo tipo sino una combinación de estos tres tipos siendo cada vez más complejo en su diseño.

1.4.1. Tipo casco

Consiste en una estructura de tubos pequeños colocados en el interior de un casco de mayor diámetro como se muestra a continuación.

Figura 5. Intercambiador de tubo y casco



Fuente: CAO, Eduardo. *Transferencia de calor en ingeniería de procesos*. p. 133.

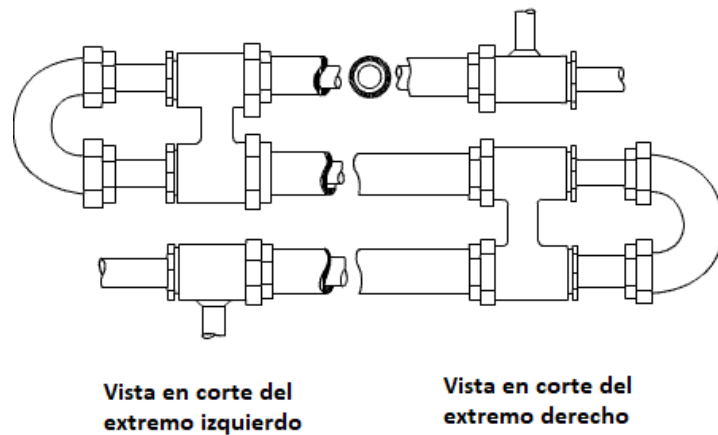
Este tipo tiene la ventaja de ser compacto y soporta altas presiones por la que es la más utilizada en la industria. También resultan ser los equipos más estudiados y sobre el cual existe normas de fabricación TEMA (*Tubular Exchange Manufactures Association*).

1.4.2. Tipo de tubos

Son los equipos de transferencia de calor más sencillos que existen y están formados por dos tubos concéntricos como se muestra a continuación.

Las características favorables de este equipo son: su bajo costo, su simpleza de construcción y sus necesidades mínimas de mantenimiento. Su desventaja son las de resultar de gran tamaño y no poder manejar fluidos a altas presiones. Una de sus principales aplicaciones es en el manejo de sustancias corrosivas.

Figura 6. **Intercambiador tipo tubos**



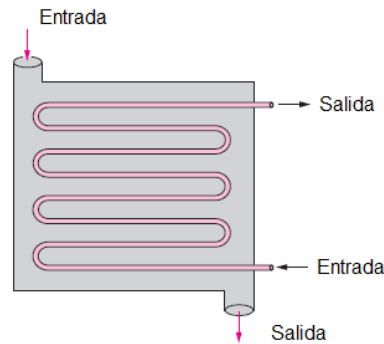
Fuente: *Intercambiadores de calor.*

http://epsem.upc.edu/~intercanviadorsdecalor/castella/tubs_concentrics.html. Consulta: 14 de enero de 2019.

1.4.3. **Tipo serpentín**

Consiste en un tubo que suele ser de distintas disposiciones geométricas por lo general espirales, colocadas en un recipiente o sitios por donde circula agua de enfriamiento. Sus principales aplicaciones se hacen en el enfriamiento de gases a alta presión.

Figura 7. **Intercambiador, tipo serpiente.**

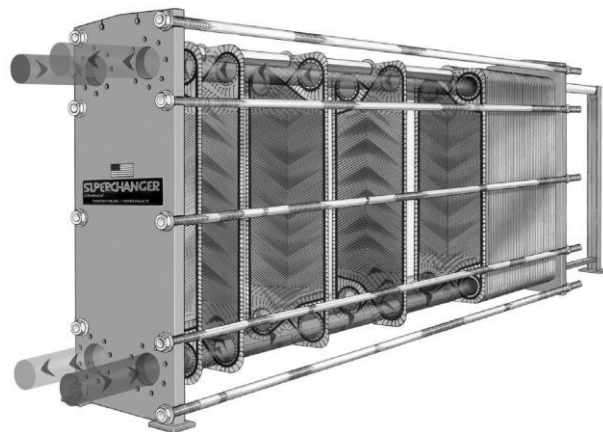


Fuente: CENGEL, Yunus A. *Transferencia de calor y masa*. p. 641.

1.4.4. **Tipo placa**

Llamados también intercambiadores compactos. Entre sus ventajas se pueden citar su facilidad de limpieza y su flexibilidad al modificar la superficie de transmisión de calor.

Figura 8. **Intercambiador de calor tipo placa y armazón**



Fuente: CENGEL, Yunus A. *Transferencia de calor y masa*. p. 613.

Están formados por placas de espesores entre los valores de 0,0635 a 0,127 centímetros, colocadas paralelamente y montadas en marcos fijos que a la vez actúan como repartidores y separadores de los fluidos y por su construcción están limitados a presiones bajas.

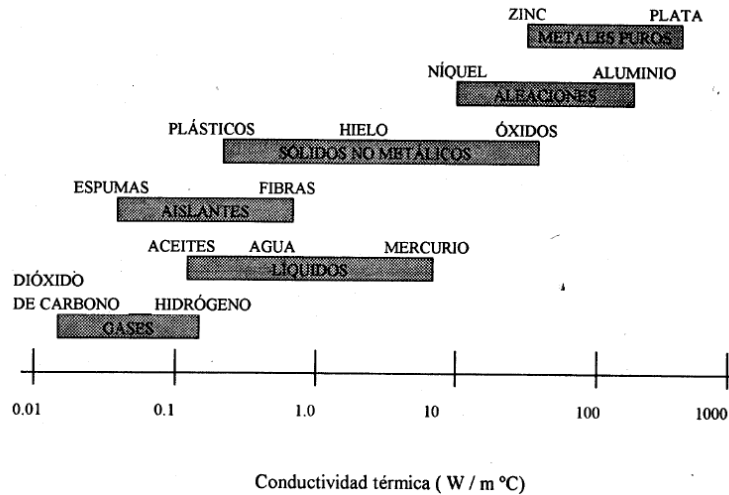
1.5. Tipos de materiales conductores de calor

En la sección 1.3.1 se hace referencia al uso de ley de Fourier para la conducción del calor, la cual necesita el conocimiento de términos como la conductividad térmica de los materiales; se define como una propiedad de transporte que provee una indicación de la velocidad a la cual la energía es transferida por el proceso de difusión. En estudios realizados a distintos materiales conductores de calor y en sus distintas fases, han determinado que la conductividad térmica normalmente alcanza su valor máximo en los materiales de fase sólida y el valor mínimo en la fase gaseosa debido a como las moléculas están dispuestas.

Un análisis detenido de la ecuación 2 se determina que, para un gradiente de temperatura prescrito, la conducción de flujo de calor incrementa con el incremento de la conductividad térmica. Los mecanismos físicos asociados con la conducción en general son los siguientes, la conductividad térmica de un sólido es mayor que la conductividad de un líquido, la cual, a su vez, es mayor que la de un gas.

En la figura 9 muestra que la conductividad térmica de un sólido puede ser más de cuatro veces de mayor magnitud que la de un gas. Esta tendencia que se muestra es principalmente por los espacios intermoleculares de los estados.

Figura 9. **Materiales según su conductividad térmica**



Fuente: INCROPERA, Frank P. *Fundamentos de transferencia de calor*. p. 61.

A partir de la ecuación de Fourier se puede decir que la constante k llamada conductividad térmica dependerá de la sustancia que se estudia y entre mayor sea la conductividad, será un buen conductor de calor y entre menor sea se comportará como un aislante térmico. En el anexo 5 se proporciona una tabla de factores de conductividad térmica de distintos materiales.

1.6. **Números adimensionales para cálculo de intercambiadores de calor**

En la determinación de los coeficientes de transferencia de calor y eficiencia térmica de un intercambiador es necesario la integración de varios conceptos de termotecnia y dinámica de fluidos, y buena parte está dado por consideración experimentales. Los siguientes valores adimensionales como los mostrados a continuación resumen las técnicas experimentales usadas para obtener los coeficientes de transferencia de calor en un intercambiador.

1.6.1. Nusselt

El número de Nusselt es el coeficiente adimensional de transferencia de calor por convección y representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido, como resultado de la convección en relación con la conducción a través de la misma capa. Entre mayor sea el número de Nusselt, más eficaz es la convección. Un número de Nusselt igual a uno para una capa de fluido, representa la transferencia de calor a través de este cuando se tenga conducción pura.

$$\frac{\dot{q}_{\text{conv}}}{\dot{q}_{\text{cond}}} = \frac{h\Delta T}{k\Delta T/L} = \frac{hL}{k} \quad \text{[Ecuación 5]}$$

1.6.2. Prandtl

Describe el espesor relativo de las capas límites térmico y de velocidad. Se representa por medio del parámetro adimensional definido como:

$$Pr = \frac{\text{Difusividad molecular de la cantidad de movimiento}}{\text{Difusividad molecular del calor}} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad \text{[Ecuación 6]}$$

Esta ecuación representa la relación que existe entre la difusividad molecular de la cantidad de movimiento y la difusividad molecular del calor o el espesor entre la capa límite de la velocidad y la capa límite térmica.

Para el número de Prandtl igual la unidad indica que tanto la cantidad de movimiento como el calor se disipan a través del fluido a más o menos la misma velocidad. Valores menores a la unidad, el calor se difunde con mucha rapidez en los metales líquidos y valores mayores a la unidad, se difunden con mucha lentitud en los aceites en relación con la cantidad de movimiento.

1.6.3. Reynolds

Describe el régimen del fluido, laminar o turbulento, dependiendo principalmente de la razón de las fuerzas de inercia y de las fuerzas viscosas del fluido, a esta razón se conoce como número de Reynolds, el cual es una cantidad adimensional y se expresa como:

$$\text{Re} = \frac{\text{fuerzas de inercia}}{\text{fuerzas viscosas}} = \frac{VL_c}{\nu} = \frac{\rho VL_c}{\mu} \quad [\text{Ecuación 7}]$$

2. DESCRIPCIÓN DE LOS ELEMENTOS Y SISTEMAS ACTUALES EN LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA

Basado en datos obtenidos de placas y manuales de fabricantes que describen la operación y funcionamiento de los equipos de dicha central, fundamentarán los aspectos a considerar para el desarrollo de nuevo sistema antes propuesto y adaptar al sistema actual sin modificar las condiciones de operación del generador.

En el presente capítulo se analizarán los datos técnicos de los equipos que se utilizan en la actualidad y determinar la operación bajo el nuevo sistema de enfriamiento en estudio; por lo que es dispensable conocer los valores y márgenes de operación para determinar que el equipo sea compatible con el nuevo diseño.

2.1. Descripción del generador

El generador marca WEG de eje vertical está diseñado con un grupo de dos cojinetes. Los dos cojinetes y el disco dentado para medir la velocidad de rotación y el sistema de frenado son parte que conforman el diseño del generador.

Las características eléctricas de la máquina síncrona para el que será diseñado el nuevo sistema de enfriamiento por caudal turbinado tiene la siguiente característica:

Tabla I. **Placa de generador WEG**

Máquina sincrónica					Excitación	Brushless	
Mod	SPD	Número de serie	1030487687		19/01/2016	Ruido 91+3 dB(A)	Refrig. IC21
kVA	6 000	Estator				Descanso L.A.	WSBGZ 68-315
	V 13 800	A 251	CON	Y	COS Φ 0,9	Lubricante	ISO VG 46
	V	A	CON		AMB 40 °C	Descanso L.N.A.	WSBIZ 315-200
rpm	900	V	A	CON	ALT 1 000 m	Lubricante	ISO VG 46
Hz	60				Δt clase B	Sentido de rotación	
REG	S1	Rendimiento %			IP 23	Horario	X
AISL	F	96,30 %	100 %	96 %	75 %	Masa 33,4 ton	Anti-horario

Fuente: elaboración propia.

2.2. Descripción de la turbina

La turbina Pelton manufacturada por VA TECH HIDRO, es del tipo V4 de eje vertical que permite el montaje de un generador síncrono vertical directamente sobre la cubierta de la turbina. La turbina se encuentra acoplada directamente en el extremo inferior del eje del generador. El diseño abarca la turbina y la carcasa, incluye el servomotor de la boquilla (inyector) y al distribuidor el cual está unido a la tubería de entrada. La caja espiral, o caracol, está construida en lámina de acero soldada para ser embebida parcial o totalmente en el concreto de la subestructura de la casa de máquinas.

2.2.1. Construcción general de la turbina

Está diseñada en acero inoxidable con trece por ciento de cromo y cuatro por ciento de níquel, es de una pieza, equipada con cubos de precisión rectificadas según plantillas y equilibrado estáticamente.

Todos los requerimientos contenidos en las especificaciones técnicas generales forman un complemento básico de las siguientes especificaciones.

Tabla II. **Características de la turbina**

Descripción	Abreviatura	Valor
Modelo	Vertical	
Tipo	V4	
Número de agujas	Zo	6
Salto bruto	Hb	290 m
Salto neto	Hn	274,2 m
Volumen de agua	Q	2 415 l/s
Salida	P	5 700 kW
Velocidad de la turbina	n	900 min ⁻¹
Sobrevelocidad	nr	1 630 min ⁻¹
Frecuencia	f	60 Hz
Díámetro primitivo	ΦD1	750 mm
Ancho del cangilón	B2	260 mm
Peso	M	520 Kg

Fuente: elaboración propia.

2.2.2. Principios de funcionamiento de la turbina

La turbina Pelton funciona según el principio de impulsión o acción, en donde el flujo de agua procedente de varias toberas a una velocidad muy alta impacta tangencialmente sobre los alabes o cangilones del rodete. De modo que el chorro de agua transmite energía cinética al rotor y se transforma en energía mecánica. Y la principal característica es que carecen de tubería de aspiración y la presión que el fluido tiene a la entrada en la turbina se reduce a la presión atmosférica en toda la corona directriz. La salida del fluido turbinado se direcciona por canales para su retorno a sus afluentes.

2.3. Descripción de las chumaceras

El generador para el que será diseñado el nuevo sistema de enfriamiento posee dos chumaceras identificadas como trasera y delantera, superior e inferior respectivamente.

A continuación, se especifican las características según fabricante para el sistema de lubricación y enfriamiento de sus chumaceras.

Tabla III. **Placa de chumaceras**

Datos de los cojinetes			
Trasera, NDE		Delantera, DE	
WSBTZ 315-20		WSBG 68-315	
Pérdidas	12,2 kW	Pérdidas	11,3 kW
Flujo de aceite	30 LPM	Flujo de aceite	11,2 LPM
Cojinete aislado		cojinete no aislado	
Refrigeración: circulación externa de aceite			
Temperatura de entrada de aceite: 40 °C (MAX)			
Periodo de cambio de aceite 20000 horas.			
Tipo de aceite: ISO VG-46			

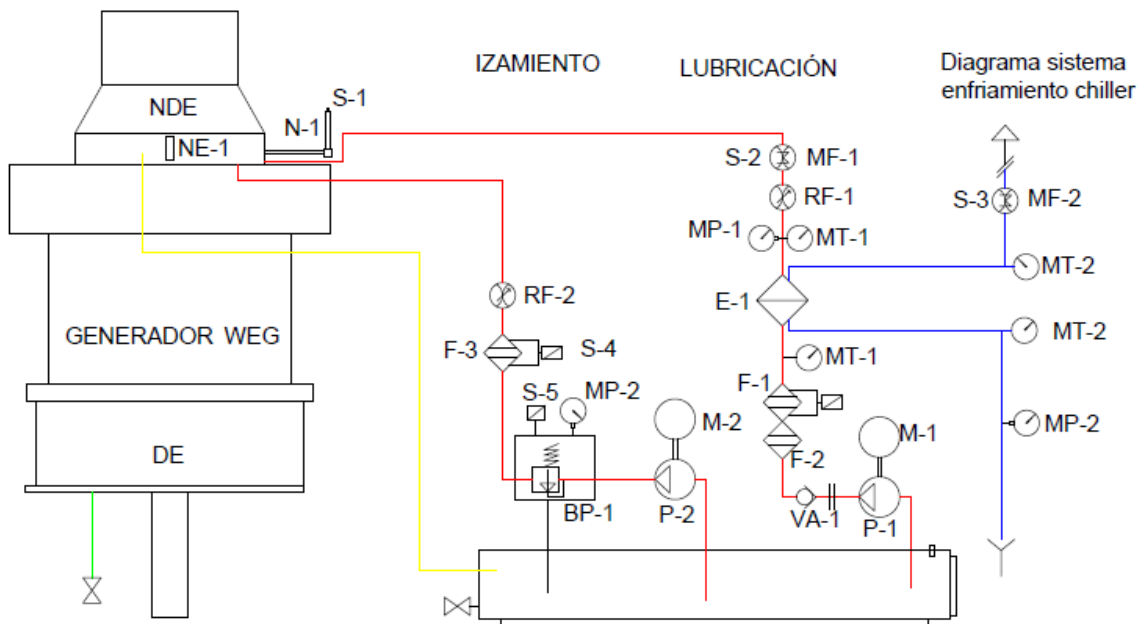
Fuente: elaboración propia.

En cuanto a DE y NDE, son acrónimos del inglés (*driving end*, y *non-driving end*). O sea, que el DE es el lado del generador en el que está colocado el elemento que lo impulsa para este caso específico una turbina. El lado NDE es el lado opuesto, en el que solo hay un cojinete en donde también un ventilador u otros dispositivos no impulsores.

2.3.1. Sistema de lubricación y enfriamiento

Existe un solo sistema que cumple las dos funciones, lubricar y disipar el calor generado en las chumaceras. Cada chumacera tiene su sistema de lubricación independiente denominados lubricación superior e inferior. El fluido enfriante, agua, que circula a través de los intercambiadores de los dos sistemas de lubricación es proveído por el equipo de enfriamiento *chiller*.

Figura 10. Diagrama hidráulico de lubricación, chumacera superior



Fuente: elaboración propia.

Los circuitos de lubricación y enfriamiento operan como circuito abierto. El fluido enfriante, agua tratada, depositada en el tanque y en contacto al ambiente, es llevada a los sistemas de lubricación a través de bombas. El agua depositada en el tanque se mantiene a una temperatura controlada que

constantemente es enfriada por el equipo de refrigeración *chiller*. Los lubricantes del sistema inferior y superior son impulsados con bombas independientes para cada chumacera, posteriormente, luego de realizar su función de lubricante y refrigerante en el generador, retorna a los reservorios únicamente por efecto de gravedad y listo para iniciar nuevamente el ciclo.

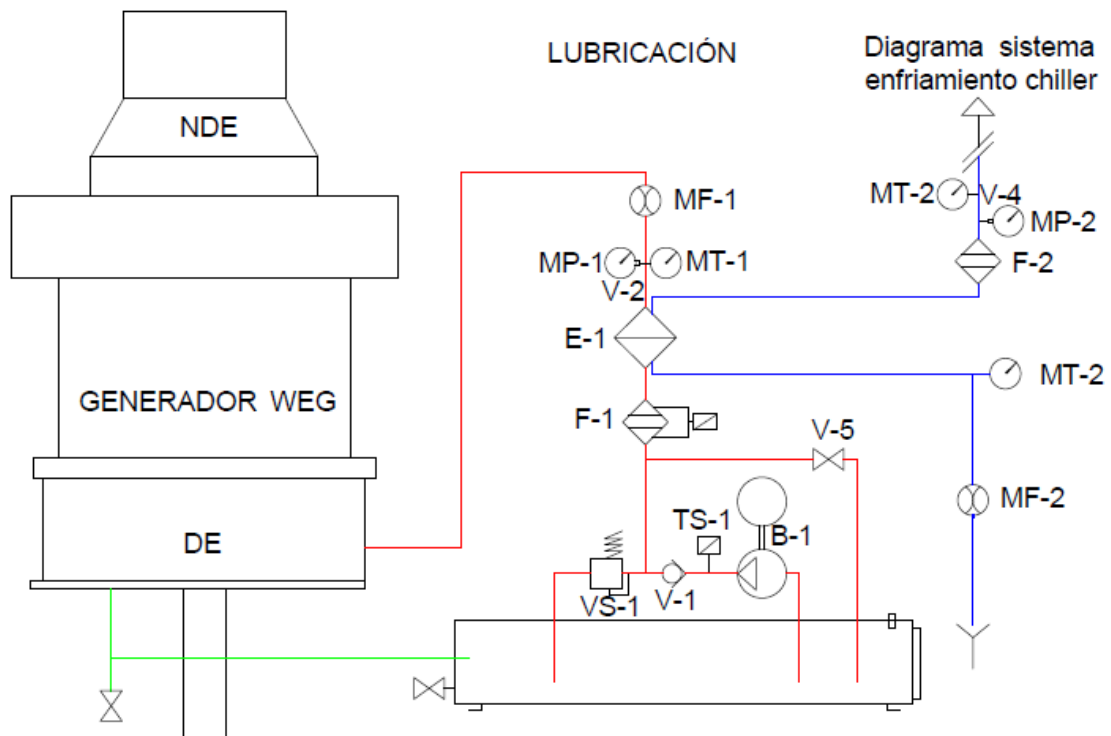
Tabla IV. **Identificación de accesorios, chumacera superior**

Identificación de accesorios, chumacera superior	
BP-1	Bloque de izaje, regulador de presión de sistema de izamiento
E-1	Intercambiador de calor
F-1 y 2	Filtros
F-3	Filtro tipo elemento, sistema de izamiento
M-1	Motor bomba sistema de lubricación (4,8 kW, 480 V, 1 740 rpm)
M-2	Motor bomba sistema de izamiento (3,75 kW, 480 V, 1 745 rpm)
MF-1	Medidor de flujo, sistema de lubricación
MF-2	Medidor de flujo, sistema de enfriamiento
MP-1	Medidor de presión, sistema de lubricación (10 Bar)
MP-2	Medidor de presión, sistema de izamiento (110 Bar)
MP-3	Medidor de presión, sistema de enfriamiento
MT-1 y 2	Medidores e indicadores de temperatura
N-1	Nivel electrónico sistema de lubricación NDE
NE-1	Nivel estático, sistema de lubricación
P-1	Bomba principal de aceite sistema de lubricación
P-2	Bomba de izamiento (Presión 110 Bar)
RF-1	Regulador de flujo, sistema de lubricación
RF-2	Regulador de flujo, sistema de izamiento
S-1	<i>Switch</i> control de nivel y disparo por nivel bajo
S-2	<i>Switch</i> de alarma y disparo por bajo flujo, sistema de lubricación
S-3	<i>Switch</i> de alarma y disparo por bajo flujo, sistema de enfriamiento
S-4	<i>Switch</i> de protección (filtro sucio), sistema de izamiento
S-5	<i>Switch</i> bloque de arranque por baja presión, sistema de izamiento
VA-1	Válvula anti-retorno o <i>check</i>

Fuente: elaboración propia.

El sistema de lubricación principal, lubricación superior, figura 10, se encuentra ajustado de manera que fluya 50 litros por minuto a una presión de 10 bar; mientras que para el sistema de lubricación inferior se encuentra ajustado al valor para que fluya, 15 litros por minuto y mantener una presión de 10 bar. Con estas cantidades de flujos y presiones de aceite hacia las chumaceras del generador, se logra que trabajen de manera apropiada en donde no presenta calentamiento ni vibraciones y los niveles de aceite en la cuba de las chumaceras se mantengan arriba de 80 y 180 milímetros, chumacera inferior y superior, respectivamente. Los elementos de la figura 10, se identifican y describen en la tabla IV.

Figura 11. **Diagrama hidráulico de lubricación, chumacera inferior**



Fuente: elaboración propia.

Tabla V. **Identificación de accesorios, chumacera inferior**

Identificación de accesorios, chumacera superior	
B-1	Bomba principal, sistema de lubricación (4 LPM)
E-1	Intercambiador de calor, sistema de lubricación (W = 4,0 LPM, P = 1 kW, Q = 4 LPM)
F-1	Filtro doble (4 LPM, 8 micrones)
F-2	Filtro doble, sistema de enfriamiento (W = 30 LPM)
MF-1	Medidor de flujo, sistema de lubricación (0 - 8 LPM)
MF-2	Flujómetro, sistema de enfriamiento (0 - 10 LPM)
MP-1	Medidor de presión, sistema de lubricación (0 - 10 bar)
MP-2	Medidor de presión, sistema de enfriamiento (0 - 10 bar)
MT-1	Medidor de temperatura, sistema de lubricación (0 - 100°C)
MT-2	Medidor de temperatura, sistema de enfriamiento de (0 - 40°)
TS-1	Transmisor de señal de interface, sistema de lubricación
V-1	Válvula antiretorno, sistema de lubricación (D = 1/2". P = 5 bar)
V-2	Válvula para medidor de presión, sistema de lubricación (D = 1/2" de 0 - 10 bar)
V-3	Válvula de bola, sistema de enfriamiento (D = 3/4")
V-4	Válvula para medidor de presión, sistema de enfriamiento (D=1/2", 0 - 10 bar)
V-5	Válvula bola, sistema de lubricación (D = 3/4")
VS-1	Válvula sobrepresión, sistema de lubricación (D = 1", 2 - 6 bar)

Fuente: elaboración propia.

2.3.2. Sistema de izamiento

El sistema inyecta aceite a alta presión para el levantamiento entre la parte móvil y la parte fija en la chumacera principal o de carga (NDE), con el fin crear una película hidráulica entre las partes y así disminuir la resistencia por fricción y desgaste en condiciones de arranque o parada de manera que las chumaceras nunca funcionen sin lubricación a bajas velocidades. Este sistema forma parte del sistema de lubricación superior debido a que comparte el mismo reservorio de aceite de la chumacera. El aceite inyectado también contribuye a

la evacuación del aceite caliente de la cuba. Este sistema por las exigencias de operación de carga se encuentra ajustada a 110 bar.

2.3.3. Bombas de aceite

En los sistemas de lubricación superior, lubricación inferior e izamiento utilizan un conjunto de motor y bomba para la circulación del aceite hacia las chumaceras. En estos sistemas no utilizan motor y bomba de respaldo, teniendo el riesgo de la salida de operación del generador y generar indisponibilidad ante el ente regulador, por alguna falla que se presente en uno de estos elementos. A continuación, se detallarán las características técnicas de operación de cada una de las bombas.

Tabla VI. **Placa característica motor y bomba sistemas de lubricación chumacera superior**

AC Motoren GmbH			D-63110 Rodgau		
Tipo	FCA112M-4	No.09042167	28 Kg		
T.H.CL.F	IP 55	S 1	EFF 2		
V	Hz	kW	CosΦ	rpm	Amp
380-420 Δ	50	4	0,82	1 440	8,36
660-720 Y	50	4	0,82	1 440	4,82
380-480 Δ	60	4,8	0,82	1 740	8,36
660-830 Y	60	4,8	0,82	1 740	4,82
KRAL, Pump Volunmeter					
Tipo:	CKC-160.BAB.000450		SN:	251941	
T min/max	-10 / 90°C		Δp/p	10 / 70 bar	
Min ⁻¹ : 1 750	l/min: 191,97	68 mm ² /s			

Fuente: elaboración propia.

Tabla VII. **Placa característica motor y bomba sistemas de lubricación chumacera inferior**

Motor WEG				
Fases	3	Armazón	143TC	11FEB10 Z000072986
CP (kW)	1,0 (0,75)		Min ⁻¹	1 765
Enfriamiento TCCV	(IC 411)		FP	0,77 IP65
FS	1,25	Aislamiento	F	Clave KVA/CP M 60 Hz
η	82,50 %	η_{min}	80 %	Diseño Nema B Temp. 40 °C
Peso	22 Kg	208 - 230 / 460 V		3,0 / 1,5 Amp
Servicio continuo			AFS 3,6 / 1,8 Amp	
Modelo A.E.	Codigo: 00118EP3E143TC			
Conexiones		208 - 230 V YY	460 V	Y
Bomba Lamborghini				
Tipo:	MLPD G 119 C		Q: 20 L/min	
v	1,9 cm ³	Min ⁻¹ : 1 750	P continuo: 210 bar	

Fuente: elaboración propia.

Tabla VIII. **Placa característica motor y bomba sistemas de izamiento**

Motor WEG				
Fases	3	Armazón	143TC	Z000079972
CP (kW)	5,0 (3,75)		min-1	1 745
Enfriamiento TCCV	(IC 411)		FP	0,82 IP55
FS	1,25	Aislamiento	F	Diseño Nema B 60 Hz
Peso	46 Kg	208 - 230 / 460 V		13,0 / 6,5 Amp
Modelo A.E.	Codigo:00518EP3E184TCN		η	87,50 %
Conexiones		208 - 230 V $\Delta\Delta$	460 V	Δ
Bomba Rexroth				
Tipo:	MNR 0 510 325 026		Desplazamiento V:	5,5 cm ³ /rev
Peso:	3,3 kg	Min ⁻¹ : 1 750	Pmax:	250 bar Q: 9,0 L/min

Fuente: elaboración propia.

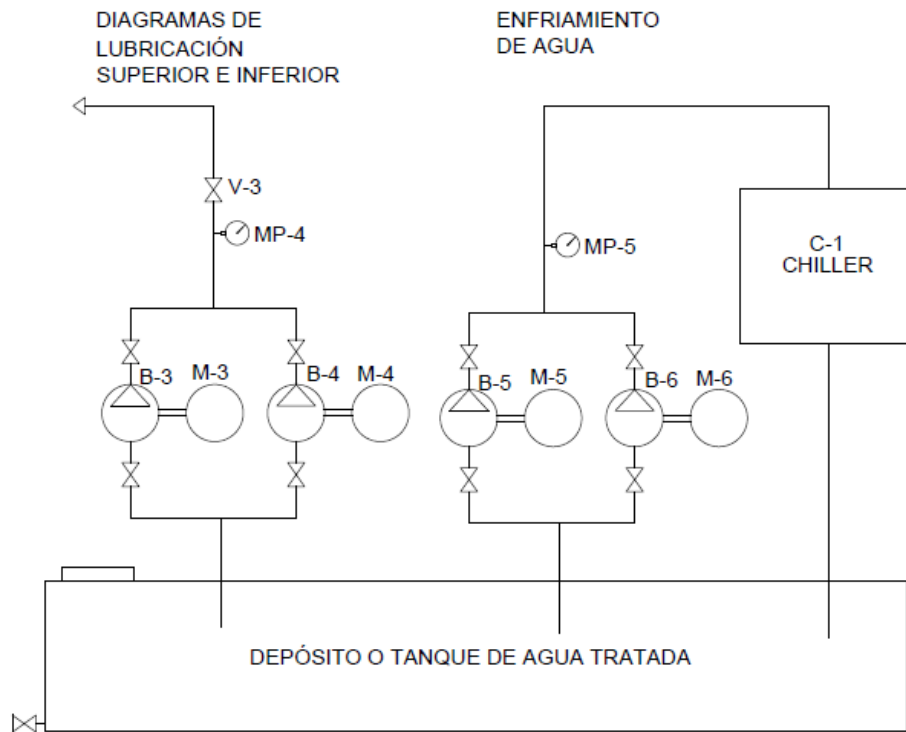
El motor utilizado para el impulso mecánico de la bomba del sistema de lubricación superior es de tipo trifásico de la marca AC Motoren GmbH con una potencia de 4,8 kW, operando a 1 740 revoluciones por minuto (rpm), voltaje y corriente nominal de 480 V y 8,36 Amp, respectivamente. El motor trifásico para el sistema de lubricación inferior de 3,75 kW, opera a 1 745 revoluciones por minuto (rpm), voltaje y corriente nominal de 480 V y 6,5 Amp, respectivamente.

2.4. Descripción de sistema enfriamiento por *chiller*

El sistema de refrigeración utilizado en la Central Hidroeléctrica, es de la marca AquaSnap de la serie 30RAN015, con una capacidad de 15 toneladas, enfriado por aire. El equipo está calculado para la disipación de calor de los tres generadores instalados en dicha central. Este equipo integra un microprocesador de control electrónico, controla y monitorea toda la operación del *chiller*. El equipo integra un módulo con una interface que permite el ingreso de parámetros como valores de temperaturas mínimas, máximas, tiempos de encendido y apagado. Además, permite con facilidad identificar fallas, desplegando un listado de alarmas que pueden ser causas de falla del equipo, como: el bajo flujo de agua de refrigerante, las pérdidas de presión, entre otras más que puedan afectar el funcionamiento apropiado del sistema.

Se mostrará más adelante, en el diagrama del sistema de enfriamiento figura 12, el agua fría para los intercambiadores de calor, trasladado a través de tuberías desde el tanque o depósito que es impulsado por bombas para hacer circular a través de los intercambiadores de calor de cada chumacera y posteriormente su retorno al depósito de agua fría. Otro circuito independiente para el agua que pasa a través de una bomba y el *chiller*, tienen la función de enfriar el agua del depósito.

Figura 12. Diagrama de sistema enfriamiento por *chiller*.



Fuente: elaboración propia.

Tabla IX. Identificación de accesorios, sistema de enfriamiento *chiller*

Identificación de accesorios sistema enfriamiento	
B-3 y 4	Bomba principal y respaldo, sistema de enfriamiento (9,0 m ³ /h)
B-5 y 6	Bomba principal y respaldo, sistema de <i>chiller</i> (95 GPM)
C-1	Equipo de refrigeración <i>chiller</i> (capacidad 15 toneladas)
M-3 y 4	Motor principal y respaldo, sistema de enfriamiento (2.23 kW)
M-5 y 6	Motor principal y respaldo, sistema de <i>chiller</i> (1.9kW)
MP-4	Medidor de presión, sistema de enfriamiento
MP-5	Medidor de presión, sistema de <i>chiller</i>
V-3	Válvula de bola, sistema enfriamiento (D = 3/4")

Fuente: elaboración propia.

2.4.1. Intercambiador de calor

El intercambiador de calor como se especificó en el capítulo anterior, es el encargado de transferir el calor del fluido más caliente al más frío, aceite y agua, respectivamente. Para los sistemas de lubricación del generador por cada chumacera, utiliza un intercambiador tipo placa de la marca Rexroth. Ambos se describirán sus características térmicas e hidráulicas a través de datos de placa del fabricante.

Tabla X. Placa característica intercambiadores de calor

Rexroth			Rexroth		
NDE	FD 10 W 10		DE	FD 14 W 10	
MNR:	R900028856		MNR:	R900028856	
Tipo	AB32-12/01-K36-22		Tipo	AB32-12/01-K36-22	
Serie No.	636961		Serie No.	753421	
Psmax	30	bar	Psmax	25	bar
Ts min	ND	ND	Ts min	-196	ND
TS max	200	°C	TS max	200	°C
V	3,7	L	V	3,7	L
PT	33	bar	PT	28	bar

Fuente: elaboración propia.

Las capacidades para los intercambiadores de calor se especifican por el fabricante en la tabla X, para el diseño del sistema de lubricación superior e inferior. Según diagramas hidráulicos de los sistemas, los intercambiadores están conectados de forma paralela, como se observa en la figura 12. Cabe destacar que únicamente las tuberías del sistema inferior y el 50 % de la longitud de la tubería hacia el tanque de agua fría para el sistema actual se encuentran recubiertos con aislamiento térmico de espuma elastómera y aluminio.

2.4.2. Motores principal y respaldo AC

El circuito de sistema de enfriamiento cuenta con dos conjuntos de motor y bombas, instaladas en paralelo como principal y respaldo para evitar la indisponibilidad del generador por causa de falla en algunos de estas. El conjunto de motor y bomba se encargan de hacer circular agua fría a través de los dos intercambiadores de los sistemas de lubricación superior e inferior. Cabe destacar que ambos conjuntos poseen las mismas características eléctricas, mecánicas e hidráulicas. Debido que la operación de estas bombas es una a la vez, se requiere habilitar un solo circuito hidráulico y esto se realiza a través de la manipulación de válvulas de bola; en la actualidad esta maniobra se realiza de modo manual.

Tabla XI. **Placa característica motor sistema de enfriamiento**

Motor Siemens			
Motor trifásico de inducción alta eficiencia			
Tipo:	GP10	Peso:	38 Kg
CP: 3	kW: 2 238	Aislamiento:	F F.S. 1,15
min-1: 3 515	Hz: 60	F.S.A:	9,2 – 8,4 / 4,2
208 - 230 / 460 V		Tem. Amb:	40°C
8,0 - 7,4 / 3,7 Amp		Inc. Temp:	90°C
Armazón:	182T TCVE	Dis. Nema:	B
Efic. Nominal:	85,50 %	Efic. Mini. Asoc:	82,50 %
Serie No:	J09T0004GM. .8		
Bomba Sterling Fluid Systems			
tipo	NOWA 032130		AB.CD2.0B.2
Q:	9,0 m3/h	H:	28,2 m
D:	12 / mm	n:	ND rpm

Fuente: elaboración propia.

2.4.3. Flujómetro

El flujómetro es el instrumento utilizado para la medición del caudal o gasto másico de los fluidos del sistema de lubricación y enfriamiento de las chumaceras. Estos dispositivos van instalados en las tuberías en las salidas de los intercambiadores de calor o justo antes del ingreso hacia las chumaceras del generador. Además, estos medidores traen integrados contactos eléctricos NA y NC (normalmente abierto y normalmente cerrado) que son utilizados para detectar que existe o no flujo en los sistemas.

Las señales que se recolectan por estos instrumentos forman parte de las señales primarias integradas en la lógica de operación del generador para bloquear el arranque cuando no se tenga el flujo suficiente o de igual forma cuando el generador esté en operación; inmediatamente, se manda una señal de alarma o en casos extremos como es la protección de las chumaceras, mandar a activar la protección mecánica para una parada inmediata del generador y salvaguardar sus elementos mecánicos.

Los flujómetro para el sistema de lubricación superior son de la marca New Flow certificado por la ISO 9001 (International Organization for Standardization). El medidor de flujo de aceite tiene la capacidad de medición de hasta 200 litros por minuto (LPM) y el medidor de flujo de agua hasta 150 litros por minuto (LPM).

Las imágenes que se presentan a continuación muestran los medidores de flujo instalados en las unidades hidráulicas de lubricación superior e inferior.

Figura 13. **Flujómetro del sistema de lubricación superior**



Medidor de flujo de agua UH superior

Fuente. elaboración propia.

Figura 14. **Flujómetro del sistema de lubricación inferior**



Medidor de flujo de agua UH inferior

Fuente. *Viscosity compensated flowmeters and switches*. www.instrumart.com/assets/VKG-manual.pdf&ved=2ahUKEwjG6jmz2Lj. Consulta: 15 de octubre de 2018.

2.4.4. Termómetros análogos

El sistema utiliza una serie de medidores que permiten detectar el incremento en las temperaturas de las chumaceras, así como en los fluidos, el aceite y el agua, de los sistemas de lubricación superior e inferior. Con el uso de medidores análogos y eléctricos permite el monitoreo y la protección de los equipos. Los termómetros analógicos o termómetros bimetálicos por su tipo de construcción, se encuentran instalados en varios puntos del sistema de lubricación únicamente para el monitoreo de la temperatura en el sitio, de las entradas y salidas de los fluidos a los intercambiadores de calor.

Los medidores eléctricos PT100 son un tipo específico de detectores de temperatura, RTD (detector de temperatura por resistencia), son ideales para saber el nivel de temperatura; se utilizando una tabla que ilustra los valores resistivos que se generan por cada grado centígrado o Fahrenheit. Los instalados son PT100 de tres hilos y son los encargados de mandar las señales y con ellos poder programar alarma o el accionamiento de las protecciones por sobre temperatura en el sistema.

A continuación, se detallarán los valores requeridos por el fabricante para alarma y protección térmica del generador WEG.

Tabla XII. **Protección térmica generador WEG**

Protección térmica	Alarma	Trip (disparo)
Devanados	130 °C	140 °C
Cojinetes	85 °C	95 °C
Entrada de aire	45 °C	50 °C
Salida de aire	68,5 °C	73,5 °C

Fuente: elaboración propia.

3. DISEÑO MECÁNICO DEL NUEVO SISTEMA DE ENFRIAMIENTO POR CAUDAL TURBINADO

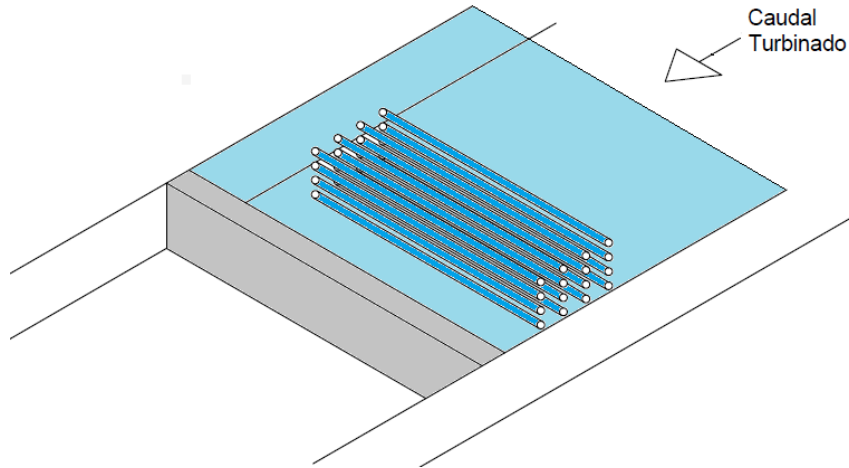
3.1. Diseño e instalación del nuevo sistema de enfriamiento

A partir de conceptos de diseño de un intercambiador de calor tipo serpentín, se ha de iniciar los estudios y cálculos para el sistema de enfriamiento de las chumaceras, ya que por las condiciones en la que el fluido enfriante o caudal turbinado que circulará a través de este para la disipación del calor, tiende a ser agua con alto contenidos de sólidos disueltos debidos a que son aguas residuales.

Como ya se mencionó en el primer capítulo, el intercambiador tipo serpentín puede ser de distintas disposiciones geométricas. Por lo que este tipo puede disponerse de la geometría requerida según las condiciones térmicas e hidráulicas, considerado como opción para el nuevo diseño por la facilidad para realizarle limpieza y evitar el acumulamiento de los sólidos en la pared externa del banco de tubos y a su vez evitar la ineficiencia de la transferencia del calor. Por tal razón, este tipo de intercambiador tiene las características de fácil limpieza y construcción por lo que es un factor importante para las condiciones que se tienen.

El diseño del serpentín se contemplará para que sea instalado en una de las paredes del canal de desfogue de la central hidroeléctrica para que esté sumergida en el agua. La figura 15 muestra una de las disposiciones propuesta para la instalación del serpentín.

Figura 15. **Banco de tubos en canal de desfogue**



Fuente: elaboración propia.

3.2. **Cálculo de banco de intercambiador y banco de tubos**

En esta sección se establecen y analizan las condiciones iniciales para el análisis térmico según los requerimientos mecánicos del generador en donde se ha de implementar el nuevo sistema de enfriamiento por caudal turbinado.

3.2.1. **Cálculo de transmisión de calor**

- Expresiones para balance entálpico

Por las condiciones de operación del sistema actual se puede dar certeza que no existe cambio de fases en los fluidos aceite y agua, es decir, que no existe un cambio de estado vapor a líquido o viceversa. Además, al operar por largo período no se efectúa cambios en sus condiciones tales como el gasto másico de cada fluido m_c (Kg/s), permanecen constantes y sus propiedades

como la temperatura y la velocidad del fluido en la entrada y salida se considerarán constantes, de tal forma que entrega o recibe de forma continua un flujo de calor Q en una unidad de tiempo (J/s).

Con las condiciones antes mencionadas la primera ley de la conservación de la energía requiere que la velocidad de la transferencia de calor desde el fluido caliente sea igual a la transferencia de calor hacia el frío.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c c_{pc} (T_1 - T_2) \quad \text{[Ecuación 8]}$$

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f c_{pf} (t_2 - t_1) \quad \text{[Ecuación 9]}$$

Debido a que la cantidad de calor cedido por el fluido caliente debe ser igual al recibido por el fluido frío, las expresiones pueden representar como igualdad para realizar un balance térmico, ecuación 10 y de esta manera permite calcular variables de temperatura que se desconocen.

$$\dot{Q} = \dot{m}_f c_{pf} (t_2 - t_1) = \dot{m}_c c_{pc} (T_1 - T_2) \quad \text{[Ecuación 10]}$$

Donde: \dot{m} es el gasto másico, C_p calor específico, T la temperatura, los subíndices indica c y f como los fluidos calientes y frío respectivamente, los subíndices 1 y 2, como entrada y salida, respectivamente.

Al producto en el gasto másico y el calor específico se le define como la razón de capacidad calorífica definido para cada fluido, esto representa la velocidad de la transferencia de calor necesaria para cambiar la temperatura de una corriente definida, esto significa, si la capacidad calorífica es muy grande se obtendrá un cambio pequeño de temperatura y por contrario si la capacidad calorífica es pequeña se obtendría grandes cambios en su temperatura. Es

decir, la razón de la transferencia de calor en un intercambiador es igual a la razón de capacidad calorífica de cualquiera de los dos fluidos multiplicada por el cambio de temperatura en ese fluido.

En los cálculos para determinar parámetros de diseño del nuevo disipador de calor, se tomará parámetros como el flujo, temperaturas de entrada y salida de aceite de los intercambiadores hacia el generador, como valores constantes para no modificar las condiciones en la que operan las chumaceras ya que están definidos por el fabricante.

- Balance térmico en intercambiadores tipo placa

Aplicando la ecuación 8 para determinar el calor que se transfiere por el intercambiador tipo placa, instalados en los sistemas de lubricación superior e inferior. El valor del calor específico para el aceite 2 048 KJ/Kg K a 60 °C, cabe mencionar que este valor está tomado de la hoja técnica para aceite Regal ISO 46, que es el de uso actual en las chumaceras, tomada a 60 grados, valor más alto alcanzado en el fluido para el sistema de lubricación, ver hoja técnica de aceite, anexo 1. Los flujos máxicos del aceite son de 0,8369 kg/s, 0,21117 Kg/s para las chumaceras superior e inferior, respectivamente, tomados de flujómetros instalados en el sistema actual.

En la tabla XIII, se muestran los valores de las temperaturas en las que operan los intercambiadores de tipo placa, valores que van desde su arranque hasta determinado tiempo donde tienden a un valor constante, con una potencia de 1,0 MW aportado por el generador; los datos recolectados fueron tomadas con equipo infrarrojo a una temperatura ambiente de 28 °C.

Tabla XIII. Temperatura en intercambiadores tipo placa

Minutos	Chumacera superior				Chumacera inferior			
	$T_{1,c}^{\circ C}$	$T_{2,c}^{\circ C}$	$T_{1,f}^{\circ C}$	$T_{2,f}^{\circ C}$	$T_{1,c}^{\circ C}$	$T_{2,c}^{\circ C}$	$T_{1,f}^{\circ C}$	$T_{2,f}^{\circ C}$
0	25,8	24,8	21,8	23,6	23,4	22,6	22,2	22,2
5	31,6	26,6	12,6	18,8	24,8	21,8	13,8	14,0
10	35,4	29,4	13,8	20,8	30,0	24,4	13,8	15,4
15	37,6	31,6	13,8	22,4	33,8	27,2	14,0	16,2
20	39,4	32,8	14,2	22,2	36,2	28,4	14,2	16,8
25	40,6	34,2	14,4	22,6	38,2	30,6	14,8	17,4
30	41,2	34,6	14,8	23,2	40,2	31,6	14,8	17,6
35	41,6	35,0	14,2	23,2	41,8	33,2	14,8	17,8
40	41,6	35,2	14,2	23,2	42,8	33,6	14,6	17,8
50	42,2	35,6	13,4	22,6	44,4	35,8	14,2	17,4
60	43,2	36,4	13,6	22,8	46,4	37,2	14,4	17,4
70	43,2	36,4	13,8	23,2	47,2	38,2	14,6	17,4
80	43,2	36,4	13,4	23,2	48,2	38,6	14,8	17,6
90	43,6	36,8	14,2	23,6	49,0	39,6	14,8	18,4
100	43,8	37,4	14,4	23,8	49,8	40,6	15,2	18,6
110	44,0	37,4	13,8	23,6	50,4	41,4	15,2	18,6
120	44,2	37,4	13,6	23,4	50,8	42,2	14,2	18,2
140	44,2	37,4	14,2	24,0	51,2	43,2	15,4	18,8
170	44,4	37,6	13,8	23,6	51,8	43,6	15,2	18,8
200	43,6	36,6	12,8	23,0	51,4	43,0	14,0	17,6

Fuente: elaboración propia.

Para obtener la potencia con la que intercambian el calor a través los intercambiadores del tipo placa, se hace referencia a los datos de la tabla XIII.

$$\dot{Q}_{\text{sup}} = 0,8369 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 2\,048 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} * (43,6 - 36,6) = 11\,997,798 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{\text{inf}} = 0,2111 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 2\,048 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} * (51,4 - 43,0) = 3\,632,342 \text{ W}$$

En el minuto 200 los valores de temperatura tienden a un valor constante y el calor total necesaria a extraer de los sistemas de lubricación es de 15 630,14 W, que es la suma del calor para los dos intercambiadores.

Como se observa, las lecturas de las temperaturas de la tabla XIII, tomadas en el sitio con equipo infrarrojo. El valor del calor calculado que se intercambia al flujo enfriante está por debajo de la potencia que especificó el fabricante por las pérdidas que se dan en las chumaceras. Por motivo de diseño se calculará con los valores mostrados en la tabla III del capítulo dos, con los valores de 12,2 kW para la chumacera superior y 11,3 kW para chumacera inferior proporcionado por el fabricante. También, cabe mencionar que el diseño se calculará con respecto al caudal turbinado mínimo, es decir, cuando el generador esté aportando 1,0 MW el mínimo técnico de operación; esto debido que es la condición donde el serpentín tendrá que disipar el calor de las chumaceras con el caudal más bajo.

La nomenclatura utilizada para identificación de los valores de entrada y salida de los intercambiadores tipo placa, para el lado de fluido caliente se tomará como T y para el fluido frío se tomará como t, acompañados con el subíndice 1 y 2 de entrada y salida, respectivamente. Cabe mencionar, cuando se hace referencia al fluido caliente y frío se estará refiriéndose al aceite y agua, en el intercambiador de calor del tipo placa.

El valor de T_1 temperatura del aceite a la entrada de los intercambiadores tipo placa, se obtienen al sustituir los nuevos valores de potencia que proporciona el fabricante a la ecuación 8, para encontrar los nuevos valores de temperatura máxima que entregarán las chumaceras al intercambiadores tipo placa.

$$\dot{Q}_{\text{superior}} = 0,8369 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 2\,048 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} * (T_1 - 36,4) = 12\,200 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{\text{inferior}} = 0,2111 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 2\,048 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} * (T_1 - 38,8) = 11\,300 \text{ W}$$

$$T_{1,\text{superior}} = 43,518 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{1,\text{inferior}} = 64,928 \text{ }^\circ\text{C}$$

Nuevamente, haciendo un balance térmico para determinar la temperatura en el lado del fluido enfriante o agua que circulará en el intercambiador tipo placa con los nuevos valores de temperaturas máximas encontradas del lado del fluido lubricante o aceite. Se hace la primera suposición de la temperatura de 26 °C justo a la entrada del intercambiador tipo placa, se omite pérdidas en la longitud de la tubería que une al serpentín y el intercambiador tipo placa (ver sección de régimen térmico de los tubos). El flujo másico de agua que circulará por los intercambiadores tipo placa está asignado con referencia a los valores actuales; Se hace la siguiente suposición para que circule 60 LPM por el serpentín, ver la sección de cálculo hidráulico.

$$\dot{Q}_{\text{sup}} = 0,4985 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4\,180 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} * (26 - f_{2,\text{sup}}) = 12\,200 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{\text{inf}} = 0,3323 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4\,180 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} * (26 - f_{2,\text{inf}}) = 11\,300 \text{ W}$$

$$t_{2,\text{sup}} = 31,85 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{2,\text{inf}} = 34,13 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_2 = \frac{31,85 + 34,13}{2} = 32,99 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La temperatura máxima alcanzada a la salida de los intercambiadores de tipo placa será la temperatura media aritmética de la temperatura de ambos intercambiadores, ya que estos fluidos se mezclarán a lo largo de la tubería antes de su ingreso al serpentín, con un valor aproximado a los 32,99 °C.

- Balance térmico en intercambiador, tipo serpentín

Para determinar la potencia total necesaria para el diseño del serpentín se hace referencia nuevamente la ecuación 9, con la temperatura máxima alcanzada a la salida de los intercambiadores de tipo placa y la temperatura supuesta en la entrada. El valor de potencia de diseño será.

$$\dot{Q}_{\text{Serp}} = 0,8308 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4180 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} * (32,99 - 26) = 24\,274,48 \text{ W}$$

El agua del canal de desfogue está formada por las aguas de alcantarillas de la ciudad y las aldeas cercanas; por lo general, este tipo de agua está formadas por un 99 % de agua y un 1 % de sólidos en suspensión y solución. Estos sólidos pueden clasificarse en orgánicos e inorgánicos. El 1 % de sólidos vendrán afectar con alto factor de ensuciamiento a las tuberías del diseño.

El valor máximo registrado de la temperatura en el canal de desfogue, en un día de verano, es de 24,16 °C encontrado en tabla XIV, datos recolectados con ayuda de una PT100 o termoresistencia. Para efectos de cálculo, las propiedades del agua se consideran los datos de la tabla anexo 2, siendo el valor más próximo y superior es 25 °C. El valor del flujo másico que variará proporcional respecto a la potencia que puede entregar la turbina a un valor

máximo de 5,7 MW. En la tabla XV, según los datos del fabricante, se muestra la serie de valor de caudales según varía la potencia entregada por la turbina de 5,7 MW.

Tabla XIV. **Temperatura del agua en canal de desfogue**

Medición con PT100		
Horas	Ohmios (Ω)	Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)
01:00	109,20	23,90
02:00	109,30	24,16
03:00	109,30	24,16
04:00	109,30	24,16
05:00	109,20	23,90
06:00	109,10	23,64
07:00	108,90	23,12
08:00	108,90	23,12
09:00	108,60	22,34
10:00	108,50	22,08
11:00	108,80	22,86
12:00	108,50	22,08
13:00	108,50	22,08
14:00	108,40	21,82
15:00	108,40	21,82
16:00	108,50	22,08
17:00	108,60	22,34
18:00	108,70	22,60
19:00	108,70	22,60
20:00	109,10	23,64
21:00	108,90	23,12
22:00	109,10	23,64
23:00	109,10	23,64
00:00	109,20	23,90
Promedio	108,87	23,03
Máximo	109,30	24,16

Fuente: elaboración propia.

Tabla XV. **Caudal turbinado por potencia entregada de la turbina**

Caudales turbinados	
Potencia (MW)	Caudal (m³/s)
1,00	0,46997
2,00	0,88917
3,00	1,30837
4,00	1,72757
5,70	2,44037

Fuente: elaboración propia.

Conociendo el valor de caudal que se turbinada cuando se opere el generador con el mínimo técnico, recomendado por el fabricante, se hace referencia nuevamente a las ecuaciones 9 para determinar la temperatura del agua que fluirá por el canal de desfogue, luego de cruzar por el banco de tubos.

$$\dot{Q}_{\text{Desfogue}} = 468,49 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4180 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} * (T_{D,\text{salida}} - 24,0) = 24\,274,48 \text{ W}$$

$$T_{D,\text{salida}} = 24,01239 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Donde $T_{D,\text{salida}}$, temperatura en salida del desfogue. La temperatura del agua a la salida del banco de tubos mostrará un incremento leve en su temperatura, debido al flujo másico que es alto comparado con el flujo que circula en el interior de los tubos.

- Área de transferencia y coeficiente de transferencia

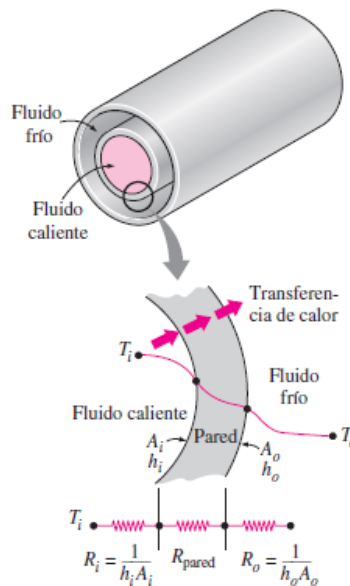
Con el resultado según lo calculado por las ecuaciones 8 y 9 asociadas al balance de calor, permite analizar la cantidad de calor que deben ser

transferidas sobre las corrientes que participan en el intercambio; mientras la ecuación 11, que es una ecuación cinética, ayudará a determinar el área de transferencia necesaria para lograr el intercambio de calor. Esta ecuación de manera análoga a la ley de enfriamiento de Newton, en donde la constante U recibe el nombre de coeficiente global de transmisión de calor y ΔT es la diferencia de temperatura de los fluidos.

$$Q = UA\Delta T \quad \text{[Ecuación 11]}$$

Para el coeficiente de transmisión de calor se hace referencia a las ecuaciones 12, en donde se especifica que existe un coeficiente pelicular para la cara interna y externa de un tubo y a través del material que constituye el tubo, figura 16. Además, el diseño tendrá que tomar en cuenta los factores de ensuciamiento por las cantidades de sólidos disueltos en los fluidos y se adherirá al banco de tubos por lo que es de suma importancia.

Figura 16. Resistencia de obstrucción total de calor



Fuente: CENGEL, Yunus A. *Transferencia de calor y masa*. p. 621.

$$\frac{1}{UA_s} = R_{Total} = R_i + R_{pared} + R_o = \frac{1}{Ah_i} + \frac{1}{Ah_o} + \frac{\ln \frac{D_o}{D_i}}{2\pi kL} + \frac{R_{f.i}}{A_i} + \frac{R_{f.o}}{A_o} \quad [\text{Ecuación 12}]$$

Donde:

- h_i : Coeficiente pelicular interna
- h_o : Coeficiente pelicular externa
- D_e : Diámetro externo
- D_i : Diámetro interno
- K : Conductividad térmica del medio
- R_f : Resistencia de incrustación
- Coeficiente pelicular interno h_i

El coeficiente h_i se determina en función del número de Reynolds para tubería circular, ecuación 7. El diámetro propuesto inicial y caudal, se toma del diámetro de la tubería instalada en el sistema actual y en donde circulará el caudal total de 60 litros por minuto, (ver sección de cálculo hidráulico) que alimentará a los intercambiadores de calor en paralelo. Las propiedades del agua que circulará como fluido enfriante se muestran en la tabla de propiedades del agua, anexo 2. El diámetro de tubo propuesto es de 2 pulgadas bajo la norma de ASTM 270, (American Society for Testing and Materials o ASTM International).

Datos de la tubería cilíndrica, basado en las medidas métricas:

- Diámetro interno: 0,057 m
- Diámetro externo: 0,060 m
- Caudal: 0,0010 m³/s

Para el área y la velocidad en tubería del serpentín.

$$A = \pi * \frac{0,057^2}{4} = 0,002551 \text{ m}^2$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0,0010}{A} = 0,3918 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Para el valor de Reynolds dado por la ecuación 7, capítulo 1.

$$Re = \frac{\rho v D_i}{\mu} = \frac{997 * 0,3918 * 0,057}{0,000891} = 24\ 994,976$$

Según describen los rangos para los valores Reynolds, los números adimensionales mayores al valor de 10 000,00, el fluido que circulará por las tuberías lo hará en el régimen turbulento. Para h_i sugiere Kern en su literatura, en régimen turbulento el uso de la ecuación 13:

$$h_i = \frac{k}{D_i} * 0,027 * Re^{0,8} Pr^{0,33} * \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad \text{[Ecuación 13]}$$

Para el valor de Prandtl se utilizan los valores mostrados en el anexo 2, para temperatura del agua a 25 °C. Para el valor de $\frac{\mu}{\mu_w}$ que es el cociente de la temperatura media del fluido en el tubo y la viscosidad de la temperatura media de la pared; por la diferencia de los valores en la temperatura este valor tiende a la unidad lo cual lleva a despreciar la corrección por efecto de viscosidad. En la sección de régimen térmico de los tubos se demostrará el valor de la unidad que se supone para este cálculo.

$$h_i = \frac{0,607}{0,057} * 0,027 * 24\,994,976^{0,8} * 6,14^{0,33} * (1)^{0,14} = 1\,726,0578 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Para efectos de cálculo, se tomará el coeficiente pelicular en el interior de los tubos referido al diámetro exterior, ecuación 14.

$$h_{i_o} = \frac{D_i}{D_o} * h_i \quad \text{[Ecuación 14]}$$

$$h_{i_o} = 1\,631,5969 * \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

- Coeficiente pelicular externo h_o

Los coeficientes de transferencia de calor en tanques o canaletas usualmente son difíciles de evaluar, pero consecuentemente puede calcularse para la carga térmica combinada de la manera convencional usando la ecuación 13 o basándose de curvas de transferencia de calor. Si los tubos se conectan por codos a 180° en un arreglo de múltiples pasos, la trayectoria del flujo puede tratarse como flujo contracorriente-paralelo, aplicando la corrección para intercambiadores de carcasa y tubos siempre y cuando el líquido se mezcle razonablemente en todos los puntos de la longitud del tubo.

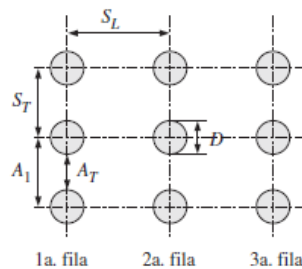
Las dimensiones del área transversal donde fluye el agua en el canal de desfogue, cuando el caudal sea el mínimo turbinado y se esté aportando 1,0 MW a la red eléctrica, son: 0,65 x 2,8 metros y los cilindros como se menciona en el cálculo de h_i son de 0,06 metros de diámetro externo.

$$a = 0,65 * 2,8 = 1,82 \text{ m}^2$$

$$V = \frac{Q}{a} = \frac{0,46997}{0,65 * 2,8} = 0,25822 \frac{m}{s}$$

Realizando la corrección para la velocidad del agua en el área efectiva por donde circulará y a través de las tuberías; donde A_T es la separación de tubos de D el diámetro; los valores de diseño son: 0,05 y 0,06 metros, respectivamente, para A_T y D .

Figura 17. **Distribución de las filas para el banco de tubos**



Fuente: CENGEL, Yunus A. *Transferencia de calor y masa*. p. 418.

$$V_{max} = V * \frac{S_T}{S_T - D} \quad \text{[Ecuación 15]}$$

$$V_{max} = V * \frac{0,11}{0,11 - 0,05} = 0,5136 \frac{m}{s}$$

Utilizando la ecuación 7, capítulo 1, para hallar el número de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho v D_i}{\mu} = \frac{997 * 0,5136 * 0,06}{0,000891} = 34\ 656,43$$

Para banco de tubos cilíndricos sumergidos en un flujo transversal sugiere Yunus A. Cengel la ecuación 16 para el rango de Reynolds de 1 000,00 a 200 000,00 para tubos alineados la siguiente ecuación.

$$\frac{h_o D_o}{k} = 0,27 * Re^{0,63} * Pr^{0,36} * \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0,25} \quad \text{[Ecuación 16]}$$

En donde $\left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0,25}$ se asumirá con el valor de la unidad, en la sección de régimen térmico de los tubos se especificará este valor.

$$h_o = \frac{0,607}{0,06} * 0,27 * 34\,656,43^{0,63} * 6,14^{0,36} * (1) = 3\,784,7707 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Aplicando el factor de corrección para banco de tubos alineado según la cantidad de filas a instalarse, ver anexo 3, se propone un valor aproximado de 7 filas; como resultado el factor de corrección de 0,96. Este valor se afirmará más adelante en la sección de diseño mecánico de la sección 3.2.5.

$$h_o = 3\,784,7707 * 0,96 = 3\,633,3798 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Ahora para cuando la pared del tubo es pequeña y la conductividad es alta como suele ser el caso, la resistencia térmica de dicho tubo es despreciable $R_{pared} \approx 0$, ver régimen térmico de los tubos.

- Cálculo del coeficiente total

Para el coeficiente con equipo limpio, se determina únicamente con los coeficientes peliculares de los fluidos, para poder determinar el área y N

cantidad de tubos necesarios cuando el generador esté aportando 1,0 MW a la red eléctrica.

$$U_L = \frac{h_{i0} * h_o}{h_{i0} + h_o} = \frac{1\ 631,59 * 3\ 633,37}{1\ 631,59 + 3\ 633,37} = 1\ 125,971 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Para el coeficiente total se consideran la resistencia de ensuciamiento de ambos lados del tubo, valores de resistencia proporcionados en el anexo 4. Resistencia en el interior de tubos con valor de 0,0004 en términos de un año y para aguas cloacales de 0,0015. El mantenimiento estimado para el serpentín será a las 2 500 horas de operación; los valores del factor de obstrucción corregidos son: 0,00011 y 0,000428 para el flujo interno y externo, respectivamente, para el tiempo requerido, ver apéndice 2.

Por lo general, en el cálculo para el coeficiente de transferencia de calor de intercambiadores, se omite el coeficiente de transferencia del material, debido a que generalmente el tipo de material con lo que se construye estos equipos son de alta conductividad térmica, siendo los coeficientes muy pequeños, razón para que en varias literaturas omiten este valor. Sin embargo, se calculará el coeficiente para evitar desviaciones en los resultados para las N cantidad de tubos obtenidos, con ayuda de las ecuaciones 17 y 18.

$$\frac{1}{U_{\text{material}}} = \frac{\frac{1}{2}(D_o - D_i)}{k \left(\frac{A_m}{A_o} \right)} \quad \text{[Ecuación 17]}$$

$$A_m = \frac{\pi L (D_o - D_i)}{\ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right)} \quad \text{[Ecuación 18]}$$

Donde A_m es el promedio logarítmico entre las áreas interior y exterior, K es la conductividad térmica del material. Hasta el momento desconocemos la

longitud del serpentín, esto lleva a proponer un valor estimado para determinar el coeficiente de transferencia del material; posteriormente se corregirá este valor con la longitud real. Para este cálculo se propone la cantidad de 10 tubos de 6 metros cada uno y la conductividad térmica del material según se muestra en el anexo 5.

$$A_m = \frac{\pi * 6 * 10 * (0,06 - 0,057)}{\ln\left(\frac{0,06}{0,057}\right)} = 11,0245$$

$$\frac{1}{U_{\text{material}}} = \frac{\frac{1}{2}(0,06 - 0,057)}{15\left(\frac{11,0245}{11,03097}\right)} = 0,000103$$

Para el valor del coeficiente total, por efectos de diseño se tomará en consideración la resistencia causada por la pared de los tubos, siendo el coeficiente total sucio del nuevo intercambiador de calor, serpentín.

$$R_{\text{Pared}} + R_{f,o} + R_{f,i} = 0,00010 + 0,00011 + 0,000428 = 0,000638$$

$$U_s = \left(\frac{1}{1\ 631,59} + \frac{1}{3\ 633,37} + 0,00011 + 0,000428 + 0,0001\right)^{-1} = 655,255 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

- Cálculo de DMLT

La diferencia media logarítmica de la temperatura para flujo cruzado y tubos de pasos múltiples, se analiza como contra flujo y luego se aplica un factor de corrección para determinar la desviación del DMLT con respecto a los valores correspondientes para el caso de contraflujo, ecuación 20.

Tabla XVI. **Temperaturas para el cálculo de DMLT**

	Temperatura Entrada	Temperatura Salida
Serpentín	32,99 °C	26 °C
Desfogue	24 °C	24,01239 °C

Fuente: elaboración propia.

$$DMLT_{FC} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} \quad [\text{Ecuación 19}]$$

Donde T se asigna al fluido caliente y t al fluido de menor temperatura. Los valores para los subíndices 1, 2 para entrada y salida, respectivamente.

$$DMLT_{FC} = \frac{(32.99 - 24.012) - (26 - 24)}{\ln\left(\frac{32.994 - 24.012}{26 - 24}\right)} = 4.64^\circ\text{C}$$

$$DMLT_{\text{Corregido}} = F * MDLT_{FC} \quad [\text{Ecuación 20}]$$

Para determinar la desviación de la temperatura para el caso de flujo cruzado se acude a la gráfica del anexo 11, donde los valores de P y R para puntos en la gráfica son los siguientes:

$$P = \frac{26 - 32,99}{24 - 32,99} = 0,77$$

$$R = \frac{24 - 24,012}{26 - 32,99} = 0,0018$$

Estos valores encontrados no alcanzan a mostrar un valor de corrección; lo que significa que la capacidad calorífica del agua turbinada es demasiado

grande debido a la cantidad de agua que circula por el exterior de los tubos comparado con el fluido que circula por el interior de los tubos; por lo que, la temperatura de las paredes de los tubos está considerablemente más cerca a la temperatura del fluido que fluye por el exterior de los tubos; lo cual hace despreciable el factor de corrección para la diferencia media logarítmica para la temperatura.

- Cálculo del área y de los tubos necesarios

Para encontrar el área necesaria, se usa la ecuación 10 antes mencionado y el coeficiente total; considera la resistencia de obstrucción que se calculó para el mantenimiento a las 2 500 horas.

$$A = \frac{Q}{U(\text{DMLT})} = \frac{24\,274,48 \text{ W}}{655,255 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} * 4,64 \text{ } ^\circ\text{C}} = 7,984 \text{ m}^2$$

La determinación del área de cada tubo se realiza de forma indirecta a través del valor de su diámetro, de la siguiente forma:

$$A = \pi DL \quad \text{[Ecuación 21]}$$

$$A = \pi * 0,06 * 6 = 1,1366 \text{ m}^2$$

$$N = \frac{7,984 \text{ m}^2}{1,1366 \text{ m}^2} = 7,024 \text{ tubos}$$

La cantidad de tubos a utilizarse en realidad serán 8 tubos, por la razón que no puede utilizarse 7 tubos, debido a que sería una cantidad menor al calculado. El área de transferencia real será de 9,09 metros cuadrados para los

8 tubos. Volviendo nuevamente la sección del cálculo del coeficiente total; al ingresar la longitud real en la ecuación 18 y determinar el coeficiente de transferencia en el material, se demuestra que no sufre cambio apreciable en la magnitud y no es necesario hacer la corrección con la longitud real.

Con un serpentín de 8 tubos, el factor de obstrucción tendrá margen a ser mayor que el requerido y el coeficiente de diseño queda como:

$$U_D = \frac{24\,274,48\text{ W}}{9,093\text{ m}^2 * 4,64\text{ }^\circ\text{C}} = 575,3402 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}}$$

$$R_d = \frac{U_L - U_D}{U_L U_D} = \frac{1\,125,971 - 575,3402}{1\,125,971 * 575,3402} = 0,0008499$$

El resultado da la certeza que podría realizarse el mantenimiento a un tiempo más prolongado esto por la cantidad exacta de tubos a instalarse. El tiempo que puede prolongarse un mantenimiento será el calculado a continuación:

$$R_{\text{Pared}} + R_{f,o} + R_{f,i} = 0,00010 + R_{f,o} + R_{f,i} = 0,0008499$$

$$R_{f,o} + R_{f,i} = 0,0007499$$

$$\frac{X}{8\,760} (0,0004 + 0,0015) = 0,0007499$$

$$X = \frac{0,0007499}{0,0019} * 8760$$

$$X = 3\,457,4336\text{ Horas}$$

Con este resultado se garantiza que el nuevo sistema de enfriamiento operaría con 2 500 horas sin inconveniente por los efectos de suciedad. A pesar que se demuestra que el nuevo sistema de enfriamiento se le podría realizar mantenimiento hasta las 3 457,43 horas; lo recomendable es realizarlo bajo las horas para las que fue diseñado.

3.2.2. Cálculo de régimen térmico de los tubos

Por la condición de humedad a la que estará expuesto el serpentín se propone el uso del acero inoxidable 304 bajo la norma ASTM 270 (American Society for Testing and Materials) del tipo sanitaria para la construcción del serpentín. El acero inoxidable se adecúa a las exigencias a las que serán sometidas y por la razón que es mucha más económica que el acero 316, que posee mejor características anticorrosivas.

- Cálculo de la temperatura de la pared del tubo

Con el objeto de determinar el factor de corrección que se debe aplicar por los efectos de viscosidad de los fluidos en el interior y el exterior de los tubos, se determina la temperatura de la pared de los tubos aplicando la relación de los coeficientes peliculares de los fluidos y sus temperaturas, como se muestra en la ecuación 22.

$$h_o(T_w - t) = h_{io}(T - T_{pared}) \quad \text{[Ecuación 22]}$$

Donde T y t son la temperatura de fluido caliente y el frío, respectivamente; cabe mencionar que la temperatura en el interior del intercambiador será el promedio de la temperatura de la entrada y salida del serpentín, entonces la temperatura de la pared de los tubos el de:

$$4\,031,3526 (T_{\text{pared}} - 24) = 2\,296,0523 (29,49 - T_{\text{pared}})$$

$$T_{\text{pared}} = 25,99 \text{ } ^\circ\text{C}$$

En la sección de cálculo transmisión de calor, ecuaciones 13 y 15 los factores de corrección que hacen referencia son $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$ y $\left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0,25}$, respectivamente; ambos se refieren al factor de corrección por viscosidad y que además dependen de la temperatura a la que se encuentran los fluidos.

El valor de Prandtl, a la temperatura media de la entrada y salida de agua en el canal de desfogue, como se especificó anteriormente, se utilizará según las propiedades de la tabla, anexo 2, para valor de temperatura del agua a 25 °C. El valor de Prandtl Pr_s para la temperatura en el serpentín; se tomará esta temperatura como la media aritmética ya que esta variará a lo largo de todo su trayecto.

$$T_{\text{m,serpentin}} = \frac{32,99 + 26}{2} = 29,495 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tomando el número de Prandtl a la temperatura a 30 °C de la tabla propiedades del agua, anexo 2, queda como resultado.

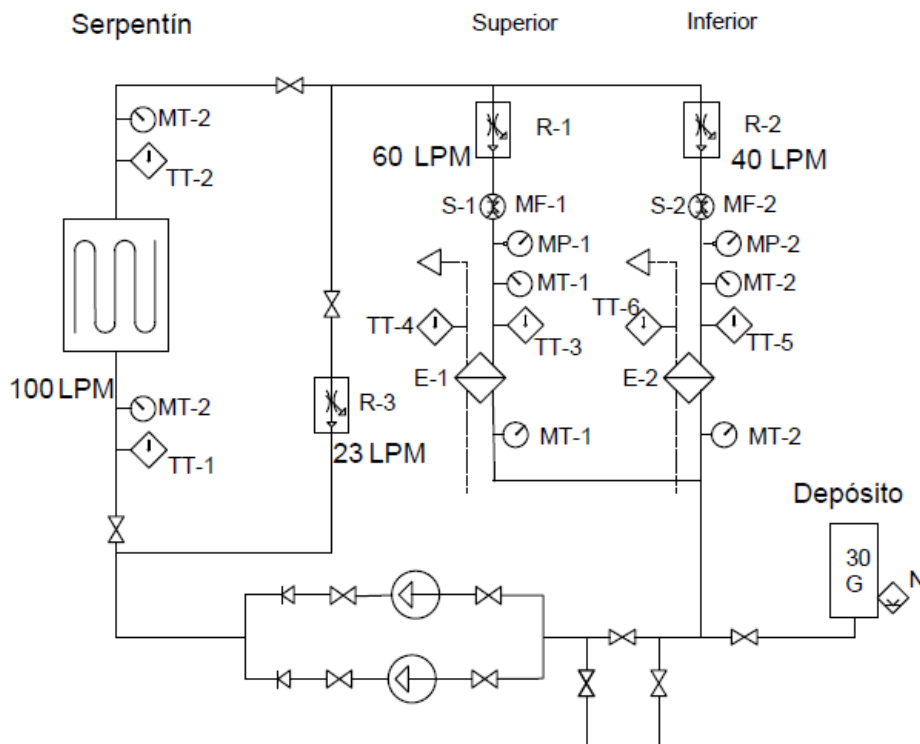
$$\left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0,25} = \left(\frac{6,14}{5,42}\right)^{0,25} = 1,031$$

El valor obtenido muestra que el factor por efectos de viscosidad de los fluidos es despreciable, por lo que no fueron considerados en los cálculos de los coeficientes peliculares.

3.2.3. Cálculo hidráulico

Con el objeto de utilizar los mismos sistemas de bombas instaladas actualmente en el sistema de enfriamiento, se proponen los caudales para los intercambiadores de chumacera inferior y superior que toma en consideraciones las características de la bomba. Se propone el valor de 60 litros por minuto a la vez por medio de un regulador de caudal tener margen para variar entre 60 a 100 litros por minuto; esto significa que se aprovecharía del 43 % al 72 % de su capacidad máxima.

Figura 18. Diagrama hidráulico



Fuente. elaboración propia.

Tabla XVII. **Accesorios del diagrama hidráulico**

Identificación de accesorios sistema de enfriamiento	
P	Bomba principal y respaldo de agua sistema de enfriamiento
E	Intercambiador de calor tipo placas
E-S	Intercambiador de calor por serpentín
MF	Medidor de flujo, sistema de enfriamiento
MP	Medidor de presión, sistema de enfriamiento (10 Bar)
MT	Medidores e indicadores de temperatura
RF	Regulador de flujo de agua
SN	Sensor de nivel en depósito sistema enfriamiento
S	Switch de alarma y disparo por bajo flujo, sistema de enfriamiento
TT	Termoresistencia, PT100

Fuente: elaboración propia.

Como se muestra en la figura 18, por efectos de diseño, se considerará el máximo caudal que circulará en todo el sistema para definir la pérdida de carga máxima del nuevo sistema.

- Pérdida de carga en serpentín

Para el cálculo del factor de fricción en tuberías del serpentín, Donald Q. Kern sugiere la correlación simplificada y válida para casos particulares en tubos lisos, ecuación 23. Para el número de Reynolds se hace referencia a la ecuación 7 del capítulo uno; considera el cambio de la velocidad para el caudal máximo que circularía por el serpentín.

$$Re = \frac{\rho v D_i}{\mu} = \frac{997 * 0,6532 * 0,057}{0,000891} = 41\ 666,624$$

$$f = 0,0014 + 0,125/Re^{0,32} \quad \text{[Ecuación 23]}$$

$$f = 0,0014 + \frac{0,125}{41\,666,624^{0,32}} = 0,00555$$

Para determinar la caída de presión causada por los efectos de fricción entre el fluido y el tubo se hace referencia a la ecuación 24, denominada ecuación de Darcy para el cálculo de la pérdida de carga en cañerías. Como se ve en la sección de diseño mecánico, sección 3.2.5 se implementará una sección más de tubo de longitud de 2 metros; Se completa a 50 metros de longitud total del serpentín.

$$\Delta p = f \frac{L}{D_i} \frac{v^2}{2g} \quad \text{[Ecuación 24]}$$

$$h_1 = 0,00555 * \frac{50}{0,057} * \frac{0,6532^2}{2 * 9,81} = 0,1058 \text{ m}$$

Además, las 24 vueltas de 180° generan pérdidas menores y esta se estima como una longitud equivalente $\frac{L_e}{D}$, como se muestra en el anexo 7.

$$\Delta p = k \frac{v^2}{2g} = 50 * 0,00555 * \frac{0,6532^2}{2 * 9,81} = 0,006034 \text{ m}$$

$$h_2 = 24 * 0,006034 = 0,1448 \text{ m}$$

La pérdida de energía generado por la fricción interna por la longitud total del serpentín es la sumatoria de las pérdidas totales, h_1 y h_2 .

$$h_s = h_1 + h_2 = 0,1058 + 0,1448 = 0,2506 \text{ m}$$

- Pérdida de carga del sistema

También, la tubería de acero comercial que dirige el flujo de agua desde el depósito hacia el serpentín, los intercambiadores tipo placa, los accesorios de medición causan pérdidas de energía del sistema por lo que es necesario conocer para determinar las características de la bomba. La caída de presión total, es de:

$$h_T = h_1 + h_2 + \dots + h_n \quad \text{[Ecuación 25]}$$

- Pérdidas menores del sistema hidráulico

Para los cálculos del factor de fricción en tubería de acero comercial, Donald Q. Kern sugiere correlación simplificada y válida para casos particulares, ecuación 26. Para las pérdidas de energía de todo el sistema se considera el diámetro del ducto, los valores de velocidad máxima, el número de Reynolds y el factor de fricción calculados con referencia a las ecuaciones 7 y 26 y representada en la tabla XVIII.

$$f = 0,0035 + 0,264/N_R^{0,42} \quad \text{[Ecuación 26]}$$

Tabla XVIII. **Factores de fricción para flujos y diámetros del sistema**

Diámetro Nominal	Diámetro interno (m)	Área circular (m^2)	Caudal (m^3/s)	Velocidad (m/s)	Reynolds	f
1	0,03000	0,0006668	0,0006668	0,943329	31 666,634	0,0068990
1 1/2	0,04496	0,0015876	0,0016667	1,050000	52 824,679	0,0062417
2	0,05700	0,0025518	0,0016667	0,653275	41 666,624	0,0065290

Fuente: elaboración propia.

La longitud aproximada se basa en los planos de construcción civil de la central hidroeléctrica, se determina la longitud de tubería de los distintos diámetros 1, 1½ y 2 pulgadas, longitudes de 14,5, 66,5 y 3 metros, respectivamente.

$$h_3 = 0,006899 \frac{14,5}{0,03} * \frac{0,943329^2}{2 * 9,81} = 0,1512 \text{ m}$$

$$h_4 = 0,006241 \frac{66,5}{0,04496} * \frac{1,050^2}{2 * 9,81} = 0,5187 \text{ m}$$

$$h_5 = 0,006529 \frac{3}{0,057} * \frac{0,65327^2}{2 * 9,81} = 0,0074 \text{ m}$$

Los accesorios a instalarse en la longitud de la tubería de diámetro nominal de 1 pulgada se muestran en la tabla XIX.

Tabla XIX. **Accesorios en tubería de 1 pulgada**

Cantidad	Tipo de accesorio
8	Codo estándar de 90°
1	Contracción súbita de 1 ½ a 1
2	Expansión súbita de 1 a 1 1/2
1	Flujómetro
1	Intercambiador de calor tipo placa
1	Regulador de caudal
4	Te estándar con flujo directo
3	Te estándar con flujo en el ramal
1	Válvula de bola
1	Válvula de verificación giratoria

Fuente: elaboración propia.

Cabe mencionar que a razón de que los intercambiadores de tipo placa se encuentran conectados en paralelo, la caída de presión en ambos ramales es el mismo; por lo tanto, únicamente se calculará la caída de presión en el ramal para el sistema de enfriamiento inferior ya que cada una habrá experimentado el mismo cambio de elevación, la misma pérdida de energía por unidad de peso, sin importar la trayectoria que haya seguido el flujo.

Con la ecuación 24 y la longitud equivalente K para los distintos accesorios que se muestra en la tabla del anexo 6, las pérdidas menores de cada elemento son:

$$h_6 = 0,006899 * 30 * 8 * \frac{0,943329^2}{2 * 9,81} = 0,0750 \text{ m}$$

$$h_7 = 0,006899 * 20 * 4 * \frac{0,943329^2}{2 * 9,81} = 0,0250 \text{ m}$$

$$h_8 = 0,006899 * 60 * 3 * \frac{0,943329^2}{2 * 9,81} = 0,0563 \text{ m}$$

$$h_9 = 0,006899 * 150 * 1 * \frac{0,943329^2}{2 * 9,81} = 0,0469 \text{ m}$$

$$h_{10} = 0,006899 * 100 * 1 * \frac{0,943329^2}{2 * 9,81} = 0,0312 \text{ m}$$

La pérdida de energía causada por la contracción y expansión súbita en el ramal para intercambiador de chumacera inferior, calculados con base en el anexo 7. Para la relación de diámetros D1/D2 se aproxima al valor de 1,6 y la velocidad se aproxima a 1,2 m/s.

$$h_{11} = 0,26 * \frac{0,943329^2}{2 * 9,81} = 0,0117 \text{ m}$$

$$h_{12} = 0,38 * 2 * \frac{0,943329^2}{2 * 9,81} = 0,0344 \text{ m}$$

Para el regulador de caudal se especifican la caída de presión de 1 bar, en metros de columna de agua equivale $h_{13} = 10,2$ mca, válvula estranguladora DRV-12, como se muestra en la hoja técnica, anexo9, cuando haya circulación máxima de 40 litros por minuto en el sistema de enfriamiento inferior. La caída de presión en el flujómetro se muestra según dato técnico del fabricante, anexo 10. Para el flujómetro tipo BFS-10-O-G1 una caída de presión máxima de 0,4 bar equivalente a decir $h_{14} = 4,07$ mca.

Para determinar la caída de presión en el intercambiador de tipo placa, por carencia de manual de datos técnicos se estima un aproximado, basándose en la tabla del anexo 12, valores aproximados para intercambiadores tipo placa que oscilan entre 14,7 a 29,4 kPa/HTU. Por efectos de cálculo se considera el valor máximo que ha de alcanzarse, en metros de columna de agua $h_{15} = 3,0$ mca.

Tabla XX. **Accesorios en tubería de 1 1/2 pulgada**

Cantidad	Tipo de accesorio
25	Codo estándar de 90°
1	Contracción súbita 2 a 1 ½
2	Expansión súbita de 1 ½ a 2
9	Te estándar con flujo directo
2	Te estándar con flujo en el ramal
2	Válvula de bola

Fuente: elaboración propia.

Los accesorios a instalarse en la longitud de la tubería de diámetro nominal de 1 ½ pulgada se muestran en la tabla XX; y las caídas de presión se determinan con datos de las tablas XVIII, XX y el anexo 7. La relación de diámetros D1/D2 se aproximan a valor 1,4 y velocidad de 1,2 m/s. Los cálculos para determinar la pérdida de energía en accesorios son:

$$h_{16} = 0,0062417 * 30 * 25 * \frac{1,05^2}{2 * 9,81} = 0,2630 \text{ m}$$

$$h_{17} = 0,0062417 * 20 * 9 * \frac{1,05^2}{2 * 9,81} = 0,0631 \text{ m}$$

$$h_{18} = 0,0062417 * 60 * 2 * \frac{1,05^2}{2 * 9,81} = 0,0420 \text{ m}$$

$$h_{19} = 0,0062417 * 150 * 1 * \frac{1,05^2}{2 * 9,81} = 0,0441 \text{ m}$$

$$h_{20} = 0,17 * \frac{1,05^2}{2 * 9,81} = 0,0095 \text{ m}$$

$$h_{21} = 0,25 * 2 * \frac{1,05^2}{2 * 9,81} = 0,0280 \text{ m}$$

Tabla XXI. **Accesorios en tubería de 2 pulgada**

Cantidad	Tipo de accesorio
4	Codo estándar de 90°
4	Te estándar con flujo en el ramal
2	Válvula de bola

Fuente: elaboración propia.

Las pérdidas en accesorios de 2 pulgadas, se determinan con los datos de las tablas XVIII, XXI y el anexo 7.

$$h_{22} = 0,0065290 * 30 * 4 * \frac{0,653275^2}{2 * 9,81} = 0,1704 \text{ m}$$

$$h_{23} = 0,0065290 * 20 * 4 * \frac{0,653275^2}{2 * 9,81} = 0,0113 \text{ m}$$

$$h_{24} = 0,0065290 * 60 * 2 * \frac{0,653275^2}{2 * 9,81} = 0,0170 \text{ m}$$

Utilizando la ecuación 25 para determinar las pérdidas totales del sistema, se realizará la sumatoria de las pérdidas en los accesorios, pérdida por fricción en la longitud de tubería; la pérdida estimada para los reguladores de caudal y los intercambiadores tipo placa; se muestra el resultado a continuación:

$$h_{\text{accesorios}} = 1,8568 + 10,2 + 4,07 + 3,0 = 19,1268 \text{ m}$$

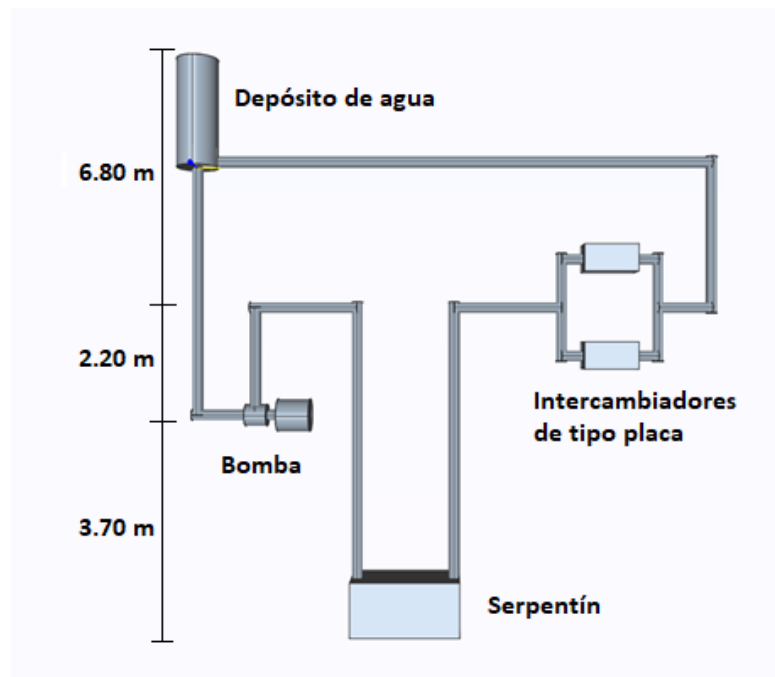
3.2.4. Cálculo de bomba hidráulica basado en el análisis de caudal requerido y por pérdidas en el intercambiador

Una bomba es un dispositivo mecánico que añade energía a un fluido. Un motor eléctrico o algún otro aditamento importante impulsa un eje rotatorio de la bomba. Para determinar la capacidad de la bomba se requiere aplicar la ecuación general de la energía en su forma total, ecuación 27.

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_A - h_R - h_L = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad [\text{Ecuación 27}]$$

Donde, $\frac{P}{\gamma}$ es la carga de presión, Z es la carga de elevación, $\frac{v^2}{2g}$ es la carga de velocidad. Y a la suma de estos tres términos se le denomina carga total.

Figura 19. Diagrama para análisis hidráulico



Fuente: elaboración propia.

Las pérdidas y ganancias de energía en un sistema se contabilizan en términos de energía por unidad de peso del fluido que circula por este, esto también se conoce como carga.

- h_A = energía que se agrega al fluido con un dispositivo mecánico, como una bomba; es frecuente que se le denomine carga total sobre la bomba.
- h_R = energía que se remueve del fluido por medio de un dispositivo mecánico, como un motor de fluido (no aplica para el diseño hidráulico).

- h_L = pérdida de energía del sistema por la fricción en las tuberías, o pérdidas menores por válvulas y otros accesorios.

De la ecuación 27, la carga de presión, carga de elevación y carga por velocidad se hacen cero de ambos lados de la ecuación al tomar el punto más alto del depósito como nivel de referencia manteniéndose a un nivel constante y a presión atmosférica, ver figura 19; queda la ecuación simplificada como:

$$h_A = h_L$$

La bomba en el sistema es utilizada para vencer la resistencia de la fricción por la longitud de tuberías, las pérdidas menores en los accesorios y los intercambiadores de calor. En la sección anterior se determinó la pérdida de energía total del sistema toma las consideraciones extremas para el regulador de caudal y los intercambiadores de calor, quedo un valor de 19,1268 metros de columna de agua para un caudal máximo de 100 litros por minutos (LPM). En el capítulo 2 se mostraron las características de la bomba instalada en la actualidad; quedan comprobado que no es necesario sustitución de la bomba, ya que tiene una capacidad de 140 litros por minuto (LPM) y para una altura máxima de 28 metros.

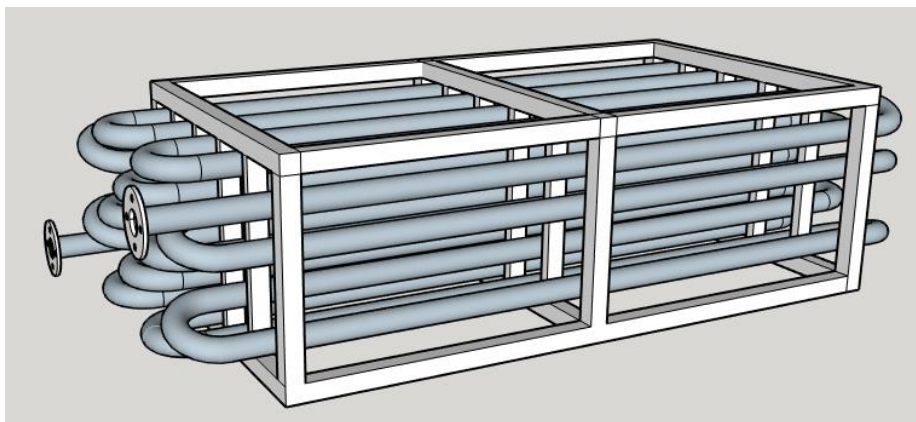
3.2.5. Planos de diseño mecánico

El diseño del serpentín constará de la unión de 25 secciones de tubos de acero inoxidable con longitudes de 2,0 metros; la longitud total del serpentín es de 50 metros, sin consideraciones de las vueltas, estos unidos y soldados en un extremo para que tengan forma de U y del otro extremo las uniones serán de modo que puede desmontarse los codos de 180°, de tal manera que pueda desarmarse para su respectivo mantenimiento y limpieza.

La cantidad de tubos necesarios, según los cálculos térmicos, son requeridos 8 tubos con una longitud de 6 metros cada una, incluyen los factores de ensuciamiento y el tiempo de mantenimiento al banco de tubería. Por las condiciones del diseño estructural, se agregó una sección más de 2 metros por la necesidad de que el fluido salga del mismo lado por el que ingresa en el banco de tubos; además, compensará la longitud que no estará en contacto directo por las abrazaderas de sujeción que anclará la tubería a la estructura que la mantendrá fija y a la distribución adecuada. Las abrazaderas provocarán una desviación del flujo que provoca que el agua no impacte de manera directa en el tubo lo que implicará un pequeño aumento en la longitud del serpentín.

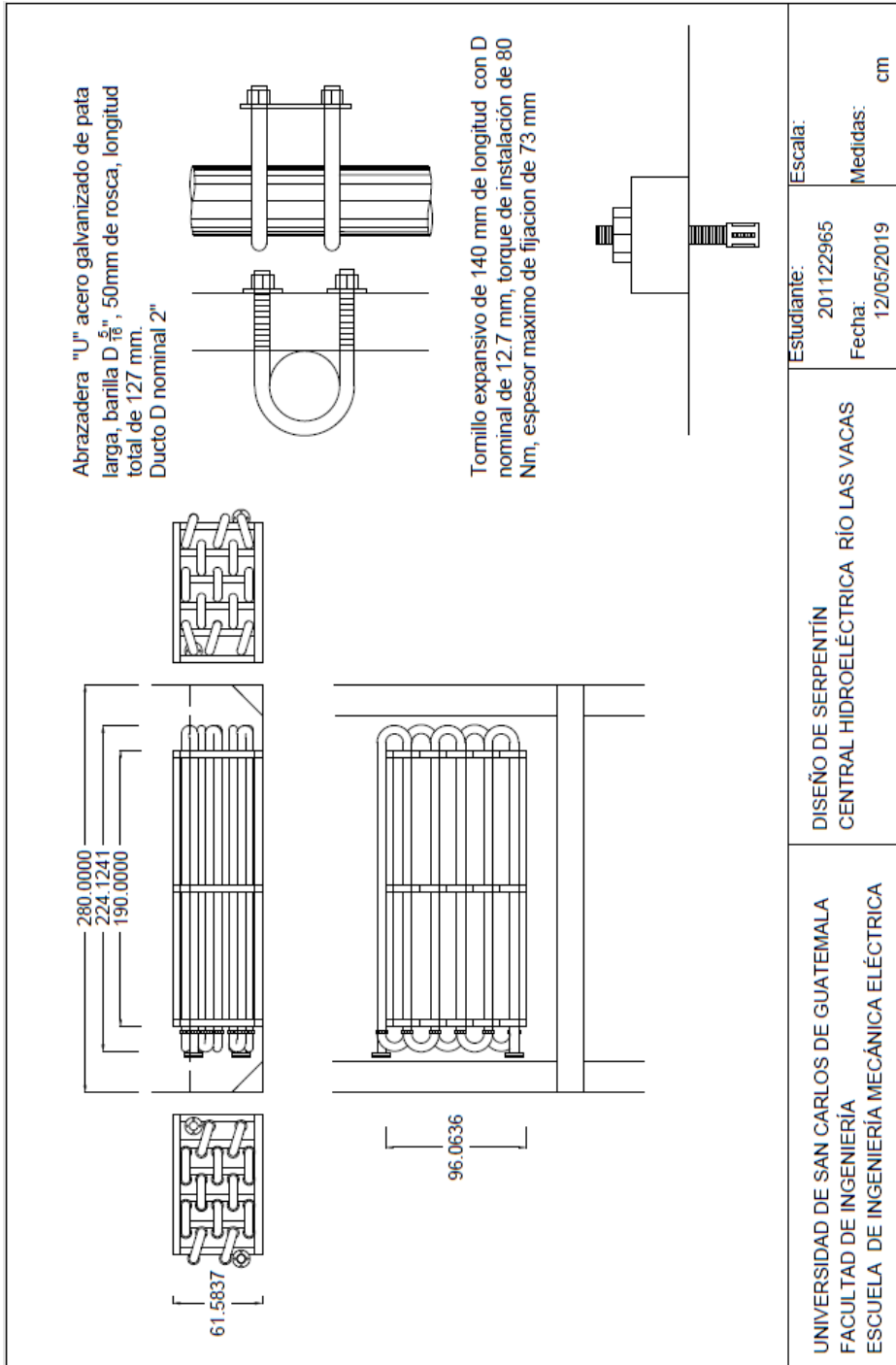
La distribución de las secciones de los tubos de 2 metros, se montarán de modo que formen 6 filas y que cada una conforma 5 secciones de tubos. En la figura 20, se muestra la distribución de los tubos en tres dimensiones (3D) y la figura 21, muestra el plano de los perfiles del banco de tubos propuesto y el modo de fijación a una de las paredes al canal de desfogue.

Figura 20. **Diseño del serpentín**



Fuente: elaboración propia, utilizando programa SketchUp.

Figura 21. Plano de diseño mecánico



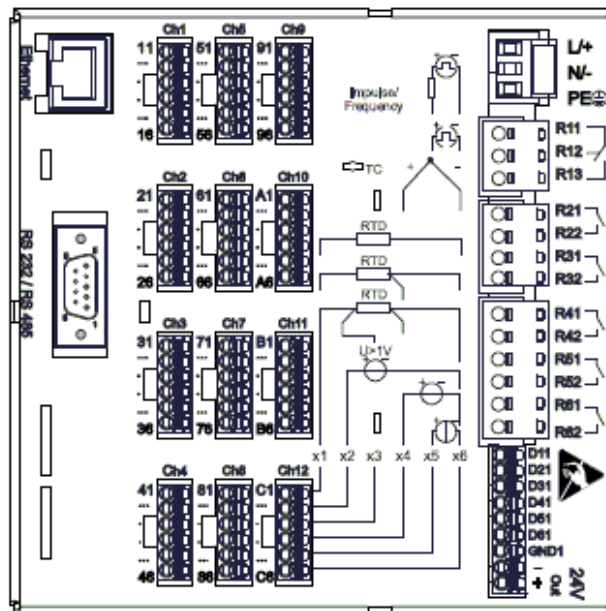
Fuente: elaboración propia, utilizando AutoCAD.

3.3. Diseño de suministro eléctrico y señal de temperatura

Para la visualización de los valores de temperatura se instalarán PT100 o termoresistencia que son un tipo específico de detectores de temperatura por resistencia, (RTD) por sus siglas en inglés, instalados en la entrada y salida del serpentín al igual a la entrada y salida de los intercambiadores de tipo placa para el monitoreo de la temperatura del fluido caliente y frío.

Las señales de temperaturas se envían hasta el cuarto de control en donde se conectarán al Ecograph T RSG35, figura 22, instalada actualmente para el monitoreo de la temperatura de los devanados del generador de 6,0 MVA.

Figura 22. **Terminales para conexión Ecograph T RSG35**



Fuente: *Technical information, Ecograph T, RSG35.*

<http://portal.endress.com/wa001/dla/5000628/7171/000/01> Consulta: 17 de marzo de 2019.

El equipo T RSG35 tiene una cantidad de 12 canales de las cuales únicamente se utilizan 3 para el fin antes mencionado. Este equipo posee relés que pueden ser programados para que se activen cuando detecte temperaturas fuera de sus límites de operación. También, posee conexión ethernet para acceso remoto al dispositivo para el diagnóstico de información, así como para exportar y para el almacenamiento de datos.

También, se propone la instalación de un medidor de nivel por ultrasonido para la medición del nivel de líquido en el depósito de agua cuando esté en operación el serpentín; cabe mencionar, que el equipo tiene entradas análogas universal lo que significa que puede ser seleccionado para distintos rangos de medición, así como: 0 – 5 mA, 0 – 20 mA ó 4 – 20 mA.

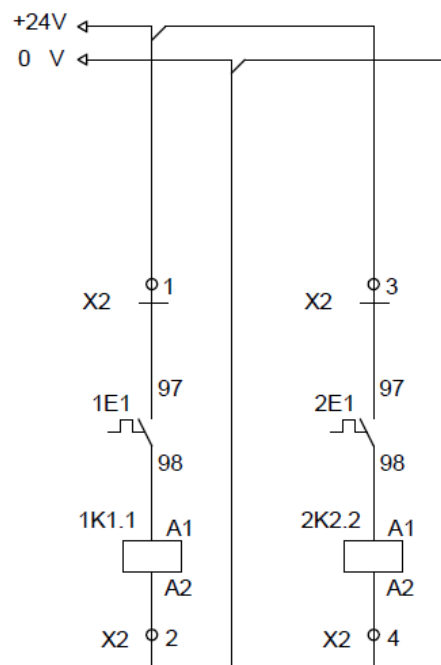
3.3.1. Diseño de circuito y control de motores

El circuito de control para el arranque y paro de los motores, principal y respaldo, como se observa en la figura 25, representa el diagrama actual de control donde se ha contemplado el cambio automático de la bomba al fallar una de estas; pero esto requiere que la apertura y el cierre de las válvulas para la habilitación y deshabilitación de bombas sea de manera automática para evitar daño en una de estas. Sin embargo, en la actualidad, esto no sucede ya que el cambio de bombas se realiza de manera manual, lo que implica el paro de operación del generador para realizar dicha maniobra; por lo que se quedaría sin el flujo de agua helada, lo que provocaría que se active la protección mecánica del generador al detectar bajo flujo.

Por el hecho de que las válvulas para la habilitación de las bombas son manuales, en el diagrama de circuito control de motores, figura 25, se encuentra deshabilitada el cambio de bomba automático para no provocar

daños en el mismo, como se muestra en la figura 23. Para la habilitación del cambio automático de las bombas únicamente se alimenta con 24 VDC, el circuito para los relés 1K1.1 y 2K2.2 y que son activados por contactos normalmente abierto de 1E1 y 2E1, mostrados en el diagrama de control.

Figura 23. **Cambio de bombas automático**



Fuente: elaboración propia.

3.3.2. Selección de motores por consideración de características calculadas

Debido a que las características de la bomba no cambian, de la misma forma, las características del motor no han de cambiar, por lo que no existe la necesidad del incremento de su potencia. Las características del motor se

muestran en la tabla XI. El voltaje de alimentación de 480 VAC para un amperaje nominal de 3,7 amperios, datos según placa.

El caudal propuesto en el inicio de este documento se hizo con el fin de reutilizar los accesorios que minimizan el coste de la implementación del nuevo sistema, lo que lleva a utilizar los dispositivos mecánicos que transforman la energía eléctrica a hidráulica.

3.3.3. Cálculo de protección de circuitos de potencia

Ya que el motor no ha de cambiarse como se especifica en la sección anterior las características del motor y de las protecciones instaladas en la actualidad no han de requerir cálculos adicionales, hacen referencia únicamente de los elementos de protección actuales.

El consumo en el circuito de control, la protección instalada para un relé y luces piloto del centro de control de motores (MCC), es no mayor a 500 mA, protegido por elemento de protección o fusible de 1 amperio para el voltaje de 480 VAC.

Con base en la información característica del motor mostrado en el capítulo dos para el sistema de enfriamiento se verifica en el diagrama de circuitos de potencia figura 26, las protecciones instaladas son: un interruptor termomagnéticos tipo C, 3 polos de 15 amperio, configurados para disparo instantáneo a 45 amperios. Un relé de sobrecarga montado con interruptor magnético actuador (contactor). Configurado en el dial para operación 3,23 FLA, amperaje a plena carga.

3.3.4. Diseño del sistema de control de la temperatura de las chumaceras

- Control manual de la temperatura

En el diseño se contemplan reguladores manuales de caudal para controlar el flujo que de circular por los ramales de los intercambiadores del tipo placa. Cabe mencionar que en épocas donde incrementa o baja considerablemente la temperatura en el canal de desfogue, época de verano o invierno, tienden a incrementar o disminuir levemente la temperatura en las chumaceras; se tiene la necesidad de incrementar o disminuir el caudal en los ramales de los intercambiadores tipo placa. En el diseño se considera la variación del caudal de 60 hasta 100 litros por minuto que fluirán por el serpentín para mitigar variaciones de temperatura en las chumaceras y mantener a un valor constante.

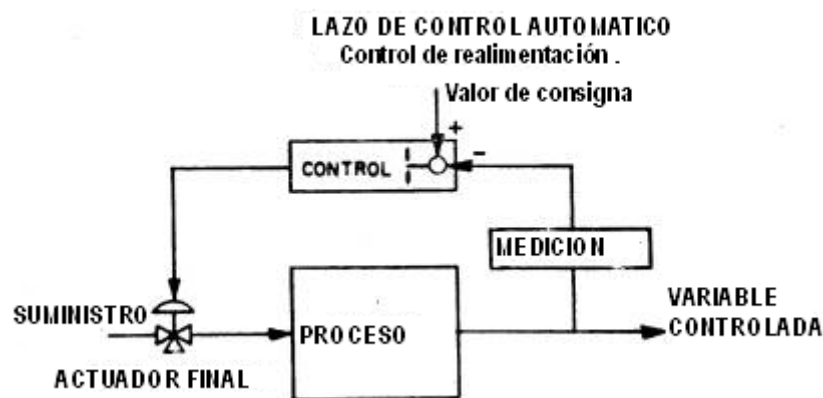
La variación del caudal también se verá influenciada cuando se alcance la acumulación máxima por obstrucción o sedimentación en los alrededores del serpentín y que será necesario el aumento del área de transferencia de calor; este es valor constante por lo que la única variable a manipular será el caudal, este valor variará bajo dos condiciones que serán al sobrepasar las 2 500 horas de operación o un incremento drástico en la temperatura en el canal del desfogue.

La manipulación de los reguladores de caudal tendría que hacerse esporádicamente a consideraciones de operarios de la central hidroeléctrica que se basa en los valores de las temperaturas en bitácoras de operación de las chumaceras del generador.

- Control automático de la temperatura

En el apartado anterior se hace referencia a la necesidad de la intervención de operarios para la manipulación de los reguladores de caudal de agua fría para el controlar de la temperatura del aceite que ingresa a las chumaceras; esto puede descartarse al implementar un control automático del caudal. Este sistema permitirá el control de apertura y cierre de las de válvulas reguladoras del caudal de agua fría, en base a las mediciones de la temperatura del aceite que ingresa a las chumaceras.

Figura 24. Diagrama de lazo de control automático



Fuente: *Conceptos del control automático industriales.*

http://www.sapieman.com/control_automatico/#funcion_del_control_automatico

Consulta: 22 de abril de 2019.

En la figura 24 se muestra una representación gráfica del lazo de control ideal para el sistema de enfriamiento. La medición se tomaría a partir de detectores de temperatura por resistencia o RTD para comparar el valor real con la temperatura deseada. El regulador de temperatura solo es una parte del

sistema que debe ser analizado para elegir el adecuado. Cabe mencionar que en la actualidad existen equipos compactos orientados específicamente para el control de temperatura que se calculan y se autoajustan sus valores del control para que coincidan en el proceso.

La necesidad de automatizar la manipulación de la válvula y regular el caudal de manera automática para evitar que un operario intervenga en el proceso y evitar riesgos de error humano, además la facilidad de operación del sistema. Para la automatización completa del sistema incluiría el control de apertura y cierre de válvulas para el cambio de circuito hidráulico *chiller* y serpentín, a la vez, el control de válvulas para el cambio de bombas principal y respaldo para el sistema de enfriamiento. La manipulación de variables, el equipo de control y su programación deben estudiarse por aparte para la automatización completa del sistema.

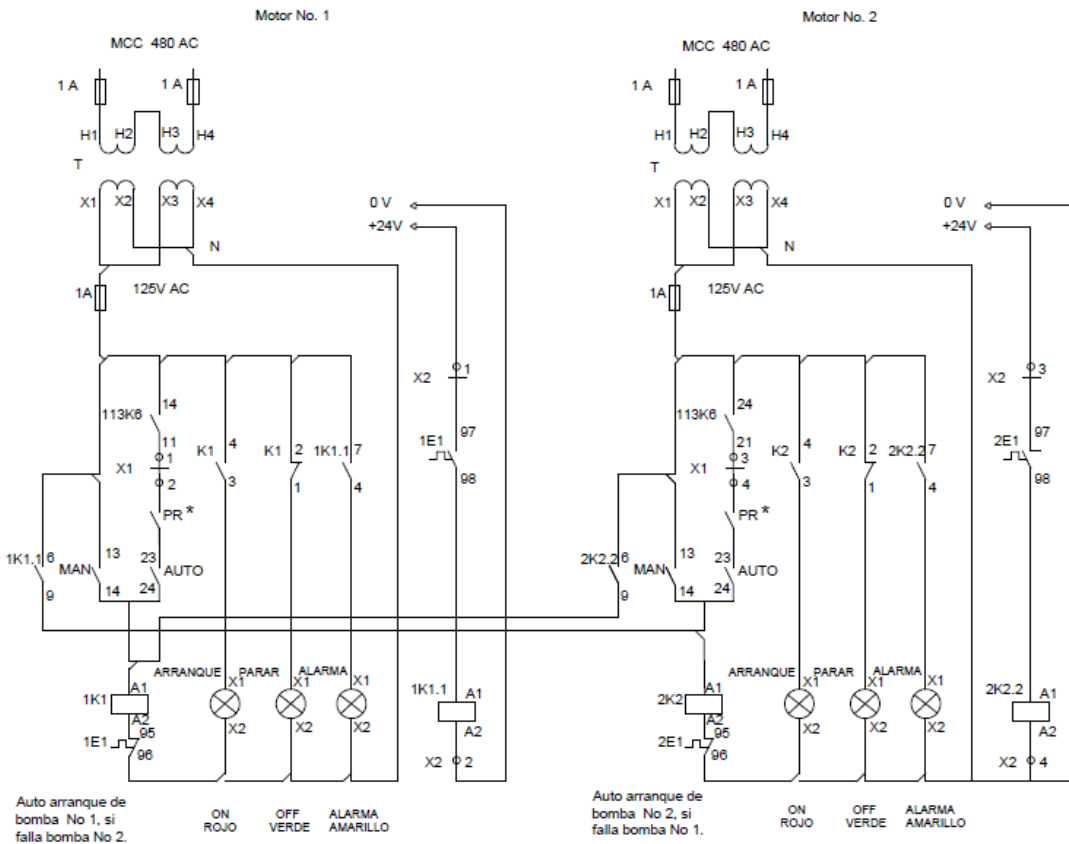
El sistema de control automático evitara que operarios intervengan en la manipulación de las válvulas para regular el caudal de agua fría en el nuevo sistema de enfriamiento por caudal turbinado. Para una automatización completa del nuevo sistema de enfriamiento deberá considerarse: el control de apertura y cierre de válvulas para el cambio de circuito hidráulico del sistema de enfriamiento principal al respaldo o viceversa; también, deberá manipular el control de válvulas para el cambio de bombas principal y respaldo que utiliza el sistema.

La implementación del sistema de control deberá estudiarse por aparte para hacer análisis más profundo de la programación y calibración de los equipos que ha de utilizarse.

3.3.5. Diagramas del circuito de potencia y las señales de temperatura

Debido a que no se requiere cambios de equipos eléctricos, los circuitos de control y potencia no sufrirán ningún cambio en su diseño actual. Caso contrario, si se automatiza el control de apertura y el cierre de válvulas como se especifica en la sección 3.3.1 y 3.3.4 deberán alimentarse circuitos que se encuentran deshabilitados.

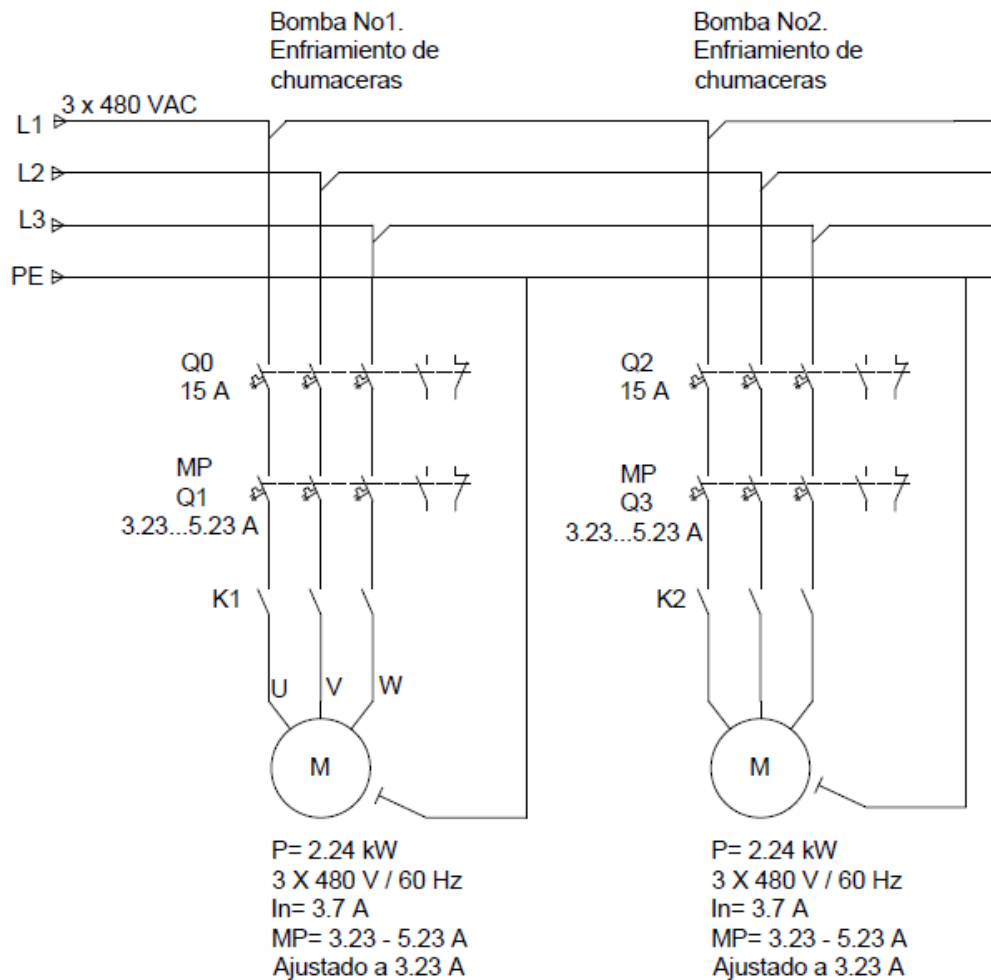
Figura 25. Diagrama del control de motores, sistema de enfriamiento



Fuente: elaboración propia.

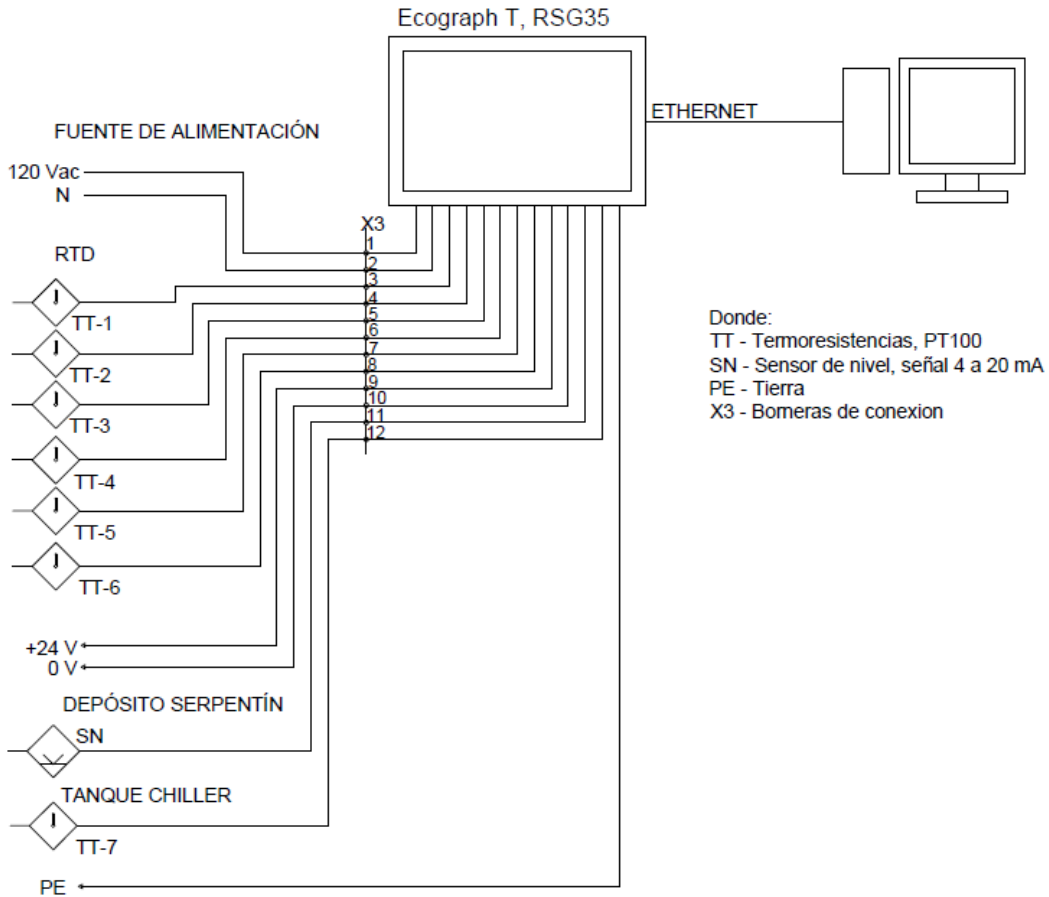
La figura 25 muestra la conexión de suministro eléctrico, circuitos de control para los motores y diagrama de monitoreo de temperatura para el sistema de enfriamiento. Como muestra el diagrama de control de motores, cuando se encuentra en modo automático, el encargado de dar la señal de arranque a los motores es el regulador de velocidad, caso específico para la central hidroeléctrica, el DTL595 a través del relé 113K6.

Figura 26. **Diagrama del suministro eléctrico de motores**



Fuente: elaboración propia.

Figura 27. Diagrama de supervisión de la temperatura



Fuente: elaboración propia.

El diagrama monitorización de temperatura, figura 27, será para la adquisición de datos de nivel y temperatura en el depósito de agua, así como la temperatura en entrada y salida de intercambiadores de calor para que a través del Ecograph T, pueden programarse señales de alarma, mas no generará ninguna acción para la protección. Las señales utilizadas para la protección del generador son obtenidas por flujómetros que están integrados con *switch* normalmente abierto NA; al detectar el bajo flujo en los intercambiadores de tipo

placa, envía la señal al regulador de velocidad del generador para que este en su lógica tome la acción necesaria para su protección.

4. ANÁLISIS ACTUAL Y POSTERIOR A LA IMPLEMENTACIÓN DEL NUEVO SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PARA LAS CHUMACERAS EN CENTRAL HIDROELÉCTRICA RÍO LAS VACAS

4.1. Sistema de enfriamiento actual

Como se hace mención en el capítulo dos, el sistema de operación actual de enfriamiento de la chumacera es a través de equipo denominado *chiller*, equipo que surte agua fría al sistema. Para este tipo de enfriamiento se cuenta con dos *chiller* en servicio, principal y respaldo; cabe mencionar que estas dos unidades de enfriamiento no se encuentran interconectados para que se realice un cambio automático de su operación; además, se encuentran conectados en paralelo y aislados por válvulas de operación manual.

4.1.1. Operación y funcionamiento

El sistema de enfriamiento actual posee un control automático de manera que manipule la operación o no operación para el enfriamiento del agua para lograr mantener la temperatura promedio a 10 °C, por tal razón, este equipo opera por lapsos de tiempo. También, el equipo *chiller* está configurado para la no operación, cuando no se tenga condiciones tales como: la circulación de agua que es proporcionado por una bomba externa, baja presión de gas, pérdida de ventiladores, entre otras condiciones que sin estos pueden dañar el equipo y no cumplirá la función principal.

El encendido y apagado actual del equipo es únicamente de modo manual y no antes haber encendido la bomba que surte agua al circuito de *chiller* ya que el arranque y paro del motor es de modo manual y está completamente aislado de los circuitos hidráulicos y eléctricos de las chumaceras, como se muestra en la figura 12, del capítulo dos. Además, las bombas para el flujo de las chumaceras son controlados de modo automático, por el gobernador de velocidad.

El procedimiento que se siguen para el encendió de modo manual y seguro del sistema por *chiller* son:

- Encendido de bomba de circulación de agua para *chiller*.
- Verificación de presión y caudal en las tuberías, de lo contrario no se continúa con el encendido del *chiller*.
- Encendido de equipo *chiller*.
- Verificación del equipo, enfriamiento correcto a través del *display* o monitor integrado en el mismo, muestra temperaturas de entrada y salida de agua.
- Se procede la secuencia de arranque de los generadores.

El equipo al no detectar el flujo de agua helada en las tuberías, no realizará su función de enfriamiento, a pesar que se encuentre en la condición ON o encendido, por protección del equipo. Además, en el *display* integrado desplegará un código de alarma, indicando el motivo de la falla. El significado de cada código se especifica en el manual proporcionado por el fabricante.

4.1.2. Ventajas

- El sistema de enfriamiento por *chiller* posee alta eficiencia a la que enfría el agua.
- Operación en lapsos de tiempo: disminuye el consumo de energía eléctrica, ya que el tiempo en reposo será inversamente proporcional a la cantidad de generadores en operación; esto significa, menor generadores en operación, mayor será el lapso de tiempo que el *chiller* estará en reposo.
- El *chiller* pueden configurarse de manera que exista una comunicación entre el principal y respaldo (maestro y esclavo) para un cambio de prioridad de operación cuando uno de estos falle.

4.1.3. Desventajas

- Cuando se opere únicamente el generador de 6,0 MVA, el *chiller* es aprovechado únicamente una porción de su capacidad total.
- Al presentar falla en equipo *chiller* se ven reflejada un aumento de temperatura para los tres generadores cuando estén sincronizados, el incremento de la temperatura es exponencial.
- Pérdida temporal de *chiller* antes de habilitar el respaldo, provoca incremento de la temperatura en el depósito de agua.
- El cambio de *chiller* principal a respaldo se realiza de forma manual.

- En el sistema actual no hay señales que detecten el incremento de temperatura de agua en el depósito o en el *chiller* para visualizar desde el cuarto de control; provoca un retardo para identificar el incremento de la temperatura.
- Monitoreo continuo del funcionamiento del equipo *chiller* en el sitio de instalación por un operario, al no tener señales de temperatura que puedan visualizarse desde el cuarto de control.

4.2. Modificaciones al sistema actual de enfriamiento

El sistema actual seguirá estando en servicio en ocasiones que se necesiten realizar prueba de rotación al generador de 6,0 MVA, luego de realizar mantenimiento a uno de sus sistema auxiliares: sistemas de lubricación, enfriamiento, entre otros que requerirán de esta prueba; prueba que se realiza sin que el generador tome carga; se tiene como consecuencia un caudal turbinado bajo, lo que implicaría un aumento considerable de la longitud de la tubería del serpentín con respecto a la cantidad de tubos calculados con base en la generación de 1,0 MW, que es el valor mínimo para la operación del generador de 6,0 MVA.

La prueba de rotación de la unidad es requerida con el fin de operar los sistemas y confirmar que la unidad no corre riesgos al momento de operar bajo carga. Las pruebas que se realizan por lo general no sobrepasan 1 hora por cada mantenimiento; por lo que el uso del sistema por *chiller* será de muy corto tiempo, pero dispensable en contingencias del sistema primario por serpentín.

4.2.1. Primera modificación: aislamiento del sistema enfriamiento actual por *chiller*

Se propone realizar cambios de los diámetros de las tuberías del valor $\frac{3}{4}$ a 1 pulgada en los ramales de los intercambiadores tipo placa y a 1 $\frac{1}{2}$ pulgada para la tubería que llevarán el fluido desde la bomba hasta el serpentín, esto con el fin de disminuir las pérdidas y principalmente por el incremento de caudal que será hasta un máximo de 100 litros por minuto (LPM).

Entre las modificaciones se contempla la instalación de válvulas de bola, para aislar los circuitos hidráulicos del serpentín y *chiller* como se muestra en la figura 28, las válvulas V1 al V7.

En el *bypass* que permitirá la habilitación del circuito para el sistema por *chiller* se contempla un regulador R-3, figura 28, que estará configurado para que circulen por estos 23 litros por minuto (LPM), esto debido a que en la actualidad circulan por los ramales 12 y 11 litros por minuto en los intercambiadores tipo placa de la chumacera superior e inferior, respectivamente. El caudal no cambiaría cuando se utilice el sistema por *chiller* porque el equipo surtirá agua a una temperatura promedio de 10 °C, no requerirá circulación de caudales más altos para disipar la misma cantidad de calor, únicamente necesitará un flujo constante.

Con respecto a los detectores de flujo o flujómetros, únicamente será necesario la sustitución del flujómetro instalado en el ramal para intercambiador de lubricación inferior ya que el superior cumple con el rango de lectura de caudal para los caudales que utilice el nuevo sistema. El flujómetro para el ramal inferior se seleccionó según el caudal que circulará para el nuevo diseño, como se especifica en la sección de cálculo hidráulico.

4.2.2. Segunda modificación: instalación del nuevo sistema de enfriamiento y consideraciones para su funcionamiento híbrido

Al tener dos sistemas que disipan el calor para el mismo generador, garantiza su continuidad de servicio. Para el cambio de un sistema a otro se implementarán válvulas de bola que serán manipuladas de modo manual que habilitarán o deshabilitarán uno de los dos circuitos hidráulicos de enfriamiento, por *chiller* o serpentín. Para realizar el cambio de sistema se tiene la necesidad del paro del generador, para realizar la apertura y el cierre de las válvulas de modo manual.

Con lo antes mencionado, se propone la implementación de un controlador lógico que permita el control de apertura o cierre de válvulas para hacer el cambio de los circuitos de enfriamiento por *chiller* a serpentín o viceversa, con el fin de no necesitar un operario que realice dicha maniobra.

La automatización del sistema implicaría la instalación de sensores detectores de flujo tanto en el canal de desfogue, así como en los circuitos hidráulicos del sistema por *chiller* y serpentín, para determinar las condiciones que se tienen para la operación de un sistema u otro.

En consideración de la automatización de las válvulas para el cambio de circuitos hidráulicos, se tendría que habilitar el circuito para el cambio automático de la bomba. En el diagrama de control de motores, figura 25, se observó que en la actualidad ya se tiene contemplado el cambio de motor principal a respaldo mas no los actuadores.

4.2.3. Tercera modificación: instalación de sensores de temperatura PT100 para el monitoreo desde el cuarto de control

Para el monitoreo de temperatura del nuevo sistema de enfriamiento se propone la implementación de sensores detectores de temperatura por resistencia RTD para la visualización de los niveles de temperatura desde el cuarto de control, como se muestra en la figura 27 del capítulo tres. El equipo utilizado para visualizar valores de temperatura actuales de los devanados del generador, posee canales disponibles para PT100 como se mencionó anteriormente en la sección 3.3.

El sistema actual por *chiller* no tiene señal que indique los niveles de temperatura para la visualización desde el cuarto de control, por lo que se propone la instalación de detectores de temperatura por resistencia al circuito hidráulico por *chiller* y al depósito que surte agua al sistema, para el monitoreo continuo de los niveles alcanzados, ya que en la actualidad la única forma de identificación del aumento de la temperatura del sistema por *chiller* desde el cuarto de control, es en el aumento de la temperatura en las chumaceras.

4.3. Forma de operación del nuevo sistema de enfriamiento

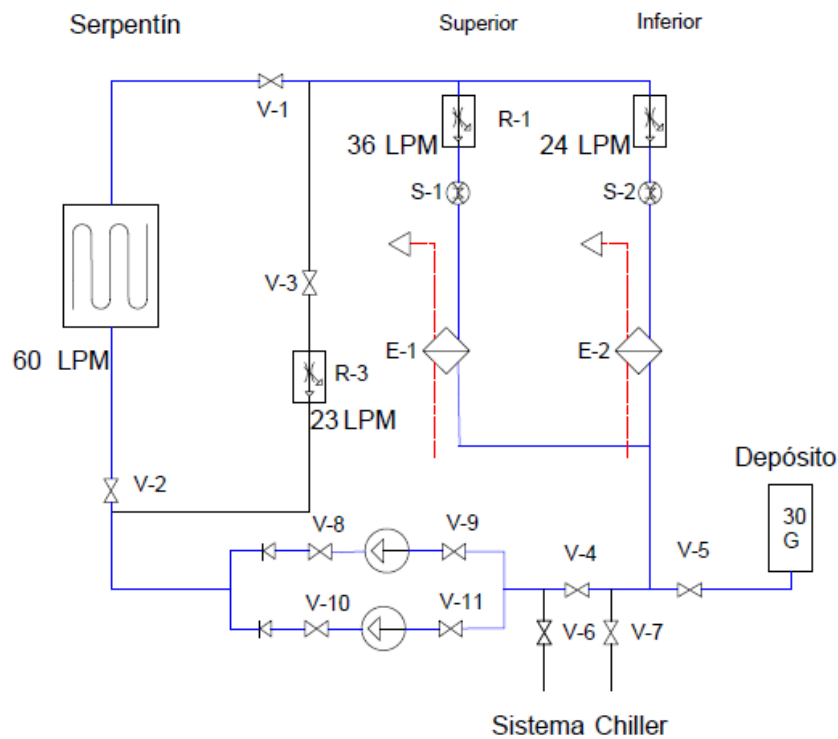
El modo de operación de las que se describen en esta sección corresponde a la operación manual de los dos sistemas por *chiller* y serpentín. Ya que el control automático tendría que seguir los mismos procedimientos y un análisis para elegir el controlador adecuado y las variables a controlar.

4.3.1. Sistema de enfriamiento primario por caudal turbinado

El circuito hidráulico para el sistema de enfriamiento por serpentín se muestra en la figura 28, donde se muestran las válvulas que deben estar cerradas, las cuales son:

- V3 para que no haya circulación en el *bypass*.
- V6 y V7 para aislar la alimentación del tanque por sistema enfriamiento por *chiller*.

Figura 28. Operación del sistema primario



Fuente: elaboración propia.

Las válvulas abiertas mostradas en la figura 28, deberían ser:

- V1 y V2, para la circulación de agua por el serpentín.
- V4 y V5, para habilitar el circuito hidráulico por serpentín y la habilitación del tanque de compensación de agua para el sistema.
- V8 y V9 o V10 y V11, abiertas para la habilitación de una de las bombas para inyectar energía hidráulica al sistema.

El control de temperatura se realizará a través del regulador de flujo R1 y R2, manipulada de modo manual por un operario. Para este sistema, la temperatura de operación no será menor a la temperatura a la que se encuentre el agua en el canal de desfogue, esto significa, aunque se aumentes la longitud del serpentín el doble, triple o más, no se alcanzaría una temperatura más baja a la que se encuentre el agua turbinada. Lo que implicaría un control de caudal que circulará por el serpentín según la temperatura del agua en el canal de desfogue.

4.3.2. Sistema de enfriamiento secundario por *chiller*

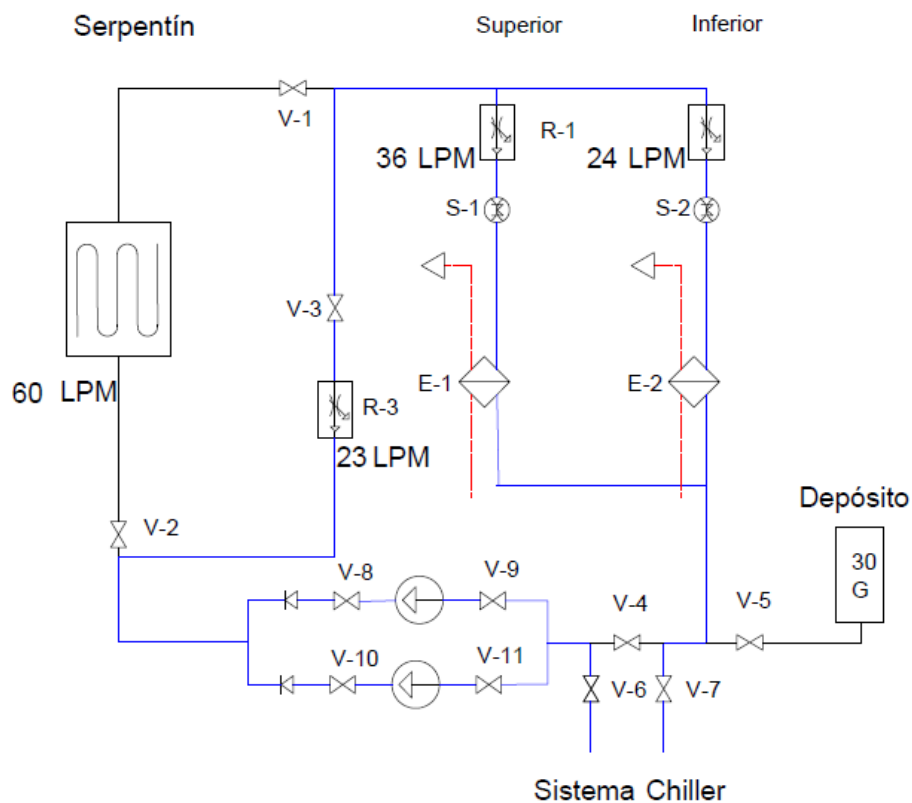
El diagrama hidráulico del sistema de enfriamiento por *chiller* se muestra en la figura 29: para la operación del sistema, las válvulas que deben estar cerradas son:

- V1 y V2, para que no haya flujo que circule por el serpentín.
- V4 y V5, para deshabilitación el circuito hidráulico por serpentín y aislar el tanque de compensación del sistema.

Las válvulas abiertas son:

- V3, para la circulación de agua por el *bypass*
- V6 y V7, para la habilitación del circuito hidráulico por *chiller*

Figura 29. **Operación del sistema secundario**



Fuente: elaboración propia.

Debido a que la diferencia de temperatura de operación de los dos sistemas es necesario el control del caudal cuando se realice el cambio entre un sistema y otro. El regulador de flujo R3 será configurado para que circulen

23 litros por minuto cuando se habilite el sistema por *chiller* sin necesidad de manipular los reguladores R1 y R2.

El sistema enfriado por *chiller* garantizará la operación continua del generador de 6,0 MVA, ya que cuando se tenga falla en el serpentín, nunca quede indisponible y garantiza la continuidad de servicio.

4.3.3. Operación por sistema de enfriamiento híbrido

El agua helada que circulará por los intercambiadores de tipo placas, será surtida por dos sistemas completamente distintos; puede ser una más eficiente que la otra por las condiciones de operación o en función de la temperatura del agua en cada sistema.

Por lo general, existen procedimientos para la puesta en marcha de una máquina rotatoria. Cuando se realizan pruebas de todos los sistemas complementarios del generador, se pone en marcha sin que tome carga, lo que indica que el caudal es muy bajo; por lo que el sistema por serpentín no extraerá el calor suficiente del aceite de las chumaceras; es necesaria la operación del equipo *chiller*. Cabe mencionar que para realizar las pruebas antes mencionadas es necesario la operación del generador en modo manual y cuando se finalice la etapa de pruebas e inicie la operación del generador, se restablecerá la configuración en modo automático. El caudal que circulará por el canal de desfogue será alto cuando se esté aportando energía a la red eléctrica y variará con respecto a la potencia entregada por el generador, como se muestra en la tabla XV.

Para el cambio de modos de operación al gobernador es dispensable la parada del generador y sus sistemas auxiliares, entre ellos se incluirían la

apertura y el cierre de válvulas para la habilitación y deshabilitación de circuitos hidráulicos de los sistemas de enfriamiento por serpentín y *chiller*. En situaciones de falla en uno de los sistemas de enfriamiento, el cambio de un sistema llevaría a una parada del generador para darse espacio al cambio de sistema de enfriamiento primario al secundario; en la actualidad está parada se da de modo automático por protección al detectar pérdida del flujo de agua helada.

El procedimiento para la operación del sistema por *chiller*, partiendo desde el modo de operación manual del gobernador para pruebas, se muestra a continuación.

- Gobernador del modo manual
- Habilitar circuito hidráulico por *chiller*, figura 29
- Encendido de bomba B5 y *chiller* C-1, figura 12
- Secuencia de arranque generador modo manual
- Verificación o pruebas a sistemas auxiliares, generador sin carga
- Secuencia de parada generador modo manual
- Apagado de *chiller* C-1 y bomba B5
- Deshabilitar circuito hidráulico de *chiller*

Los procedimientos para la operación del sistema por caudal turbinado, partiendo de la configuración del modo de operación automático del gobernador para operación y generación, se muestran a continuación.

- Habilitar circuito hidráulico de serpentín, figura 28
- Gobernador del modo automático
- Secuencia de arranque para generación
- Secuencia de parado

4.3.4. Ventajas

- Se tienen dos sistemas, principal y respaldo, para el enfriamiento de las chumaceras del generador de 6,0 MVA, que garantiza la continuidad del servicio.
- El sistema de enfriamiento primario estaría aislado, por lo que no se vería afectado por el incremento de la temperatura provocado por otros generadores.
- El sistema primario de enfriamiento del generador de 6,0 MVA operará con menor consumo eléctrico debido a la menor cantidad de equipos en funcionamiento.
- El sistema de enfriamiento secundario utilizado únicamente en pruebas o fallas en el sistema primario de enfriamiento; evita riesgos de incremento de temperatura en las chumaceras, cuando no se tenga suficiente caudal turbinado.

4.3.5. Desventajas

- El sistema primario de enfriamiento por serpentín no puede obtener temperaturas más bajas que la temperatura del agua en el canal de desfogue.
- El sistema de enfriamiento primario, por serpentín, no es útil al momento que se desear realizar pruebas por mantenimiento en uno de los sistemas del generador de 6,0 MVA, por lo que no puede aislarse en su totalidad el sistema actual.

- Manipulación de válvulas de forma manual para habilitar y deshabilitar los circuitos hidráulicos serpentín y *chiller*, así como cambio de bombas que surten agua helada a las chumaceras; esto implica la intervención de un operario y el riesgo del error humano.
- Parada de operación del generador necesaria para realizar cambio de enfriamiento primario al secundario cuando se tenga falla en alguno de estos sistemas.

CONCLUSIONES

1. Se determinó la manera viable para aprovechar el caudal que fluye en el canal de desfogue para la disipación de calor; la instalación de serpentín sumergido en la sección del canal que acumula 0,5 metros de espesor de agua, que es utilizada para disipar el resto de energía cinética luego del impacto al rodete; además, el aprovechamiento de la turbulencia del fluido.
2. Se logró describir el funcionamiento de los sistemas que coadyuvan a la operación del generador de la central hidroeléctrica, a través de los datos y las mediciones tomados en el sitio.
3. Se dio una descripción detallada de cada elemento que compone cada sistema; se definió cuales elementos eran los que se debían modificar y cuáles se debían agregar para la implementación del nuevo sistema de enfriamiento por caudal turbinado.
4. Se estableció como punto de partida de los cálculos térmicos la cantidad máxima de calor a disiparse por el nuevo sistema de enfriamiento por caudal turbinado, al valor de 24 274,48 W, la cantidad de calor máxima generado por las chumaceras del generador de 6,0 MVA.
5. Con base en el balance térmico, se determinó la cantidad de calor necesaria a extraer de los sistemas de lubricación; dio el valor con el generador en operación de 15 630,14 Watts, menor al valor utilizado para el diseño de la longitud del serpentín.

6. La propuesta de implementación del nuevo sistema de enfriamiento al generador de 6,0 MVA no excluirá en su totalidad al sistema actual, por las pruebas del generador sin carga luego de mantenimientos que se realicen a sus sistemas o al generador en sí; de tal manera, que requerirá de la operación del sistema secundario para garantizar la seguridad de los elementos mecánicos del generador.

7. Se determinó que se necesitan 9 tubos, con longitudes de 6 metros cada una para alcanzar los 50 metros de longitud del serpentín que son requeridos para la disipación del calor de las chumaceras del generador.

RECOMENDACIONES

1. Monitoreo continuo del banco de tubos, por sólidos acumulados en la pared externa del serpentín, que impiden la transferencia del calor adecuado de los fluidos.
2. Implementación de un controlador automático de temperatura para el circuito hidráulico del sistema de enfriamiento por serpentín.
3. Por el tipo de material de construcción del serpentín, se recomienda para su limpieza, agua caliente con esponjas y un poco de detergente si es necesario y no utilizar líquidos con contenido clorhídricos.
4. Verificación de los valores de coeficientes globales de transferencia de calor cada 3 años.

BIBLIOGRAFÍA

1. CAO, Eduardo. *Transferencia de calor en ingeniería de procesos*. 1a ed. Argentina: Nueva Librería, 2004. 439 p.
2. _____. *Intercambiadores de Calor*. [en línea]. <<https://es.slideshare.net/juancruzarenas/intercambiadores-de-calor-eduardo-cao-adriquim>>. [Consulta: 11 de agosto de 2018].
3. CENGEL, Yunus A. *Transferencia de calor y masa*. 3a ed. México: McGraw Hill, 2007. 930 p.
4. INCROPERA, Frank P., DEWITT, David P. *Fundamentos de transferencia de calor*. 4a ed. México: Prentice Hall, 1999. 912 p.
5. *Intercambiadores de calor*. [en línea]. <<https://www.cie.unma.mx/~ojs/pun/HeatExchanger/intercambiadores>>. [Consulta: 10 de octubre de 2018].
6. KERN, Donald Q. *Proceso de transferencia de calor*. 31a ed. México: McGraw Hill, 1999. 981 p.
7. MOTT, Robert L. *Mecánica de fluidos*. México: Pearson Educación, 2006. 644 p.
8. SALAZAR VALDEZ, José Fernando. *Diseño de equipos de transferencia de calor*. Trabajo de graduación de maestría en

Ciencia de la Ingeniería Mecánica con Especialidad en Térmica y Fluidos. Universidad Autónoma de Nuevo León, Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, 2001. 192 p.

9. *Technical information ecograph T RSG35*. Endress Hauser. [en línea] <<http://portal.endress.com/wa001/dla/5000628/7171/000/01>>. [Consulta: 17 de marzo de 2019].

APÉNDICES

Apéndice 1. Ecuaciones relevantes

- Área circular

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

- Flujo másico

$$\dot{Q} = \rho * V$$

- Peso específico

$$\gamma = \rho g$$

- Ecuación general de energía

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_A + h_R + h_L = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

- Número de Reynolds, secciones circulares

$$N_R = \frac{vD\rho}{\eta} = \frac{vD}{\nu}$$

- Ecuación de Darcy para la pérdida de energía

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

- Factor de fricción para flujo turbulento.

- Tubo liso $f = 0,0014 + 0,125/N_R^{0,32}$

- Tubo comercial $f = 0,0035 + 0,264/N_R^{0,42}$

Continuación del apéndice 1.

- PT100

$$C^{\circ} = \frac{R - 100}{0,385}$$

Fuente: elaboración propia.

Apéndice 2. **Cálculo de acumulación de suciedad para determinado tiempo**

Para el cálculo del factor de obstrucción en un tiempo determinado basado al valor obtenido de tabla de resistencia de obstrucción anual.

$$F_{2500 H} = 0,0004 * \frac{2\ 500\ horas}{8\ 760\ horas} = 0,000125$$

$$F_{2500 H} = 0,0015 * \frac{2\ 500\ horas}{8\ 760\ horas} = 0,000428$$

Fuente: elaboración propia.

Apéndice 3. **Conversiones**

Presión:

- 1 Bar = 10,19744 mca
- 1 Pas = 0,10197 kgf/m²
- 1 kPas = 0,10197 mca
- 1 Bar= 14,5038 PSI

Caudal:

- 1 m³/seg = 6 000 L/min
- 1 Galón/min = 3,785 L/min

Continuación del apéndice 3.

Volumen

- $1 m^3 = 1\ 000\ L$

Tiempo:

- $1\ \text{Año} = 8\ 760\ \text{Horas}$

Calor:

- $1\ W = 3,41214163\ \text{BTU/hr}$

Fuente: elaboración propia.

ANEXO

Anexo 1. Característica típica, aceite Regal 46

Grado ISO	Método ASTM	32	46	68	100
Código de producto	-	700	701	702	706
Código de hoja de seguridad MSDS	-				
Argentina		16995	16995	16995	16995
Chile		16969	16969	16969	-
Colombia		16996	16996	16996	16996
Ecuador		16997	16997	16997	16997
El Salvador		16998	-	16998	16998
Densidad @ 15,5°C, g/cm ³	D-4052	0,862	0,867	0,872	0,87
Viscosidad cinemática					
cSt @ 40 °C	D-445	33,4	48,08	69,2	98,75
cSt @ 100 °C	D-445	5,63	7,07	8,9	11,47
Índice de viscosidad	D-2270	107	104	104	103
Punto de inflamación, °C	D-92	220	232	238	244
Punto de fluidez, °C	D-97	- 24	- 21	- 21	- 18
Espuma, tend./estab., ml					
Seq I,	D-892	0/0	0/0	0/0	0/0
Seq II,	D-892	0/0	0/0	0/0	0/0
Neutralización, mg KOH/g	D-664	0,11	0,11	0,12	0,11
Emulsión, a 54.4 °C, minutos	D-1401	10	12,5	11,6	12
Características Térmicas a 260°C (500°F)					
Densidad		0,7062	0,7102	0,7142	0,7172
Conductividad térmica, BTU/hr-ft-°F		0,0679	0,0675	0,0672	0,0670
Calor específico, BTU/lb-°F ó calorías/gr/°C		0,6617	0,6602	0,6587	0,6575

Valores calculados con base na carta de información nº 442 de 01/06/2004

Temperatura °C	0	20	40	100	150	200	250	300	340
Densidad kg/m ³	876	863	850	811	778	746	713	681	655
Calor específico kJ/kg*K	1.809	1.882	1.954	2.173	2.355	2.538	2.72	2.902	3.048
Conductividad termica W/m*K	0.136	0.134	0.133	0.128	0.125	0.121	0.118	0.114	0.111
Prandtl No.	3375	919	375	69	32	20	14	11	9

Fuente: Regal R&O 46.

www.lubricantestexaco.com.uy/sites/default/files/PDSCHEVRONREGALR%260_1.pdf.

Consulta: 12 de diciembre de 2018.

Anexo 2. Propiedades de agua a distintas temperaturas

Propiedades del agua saturada

Temp., T °F	Presión de saturación, P _{sat} , psia	Densidad, ρ lbm/ft ³		Entalpía de vaporización, h _{fg} , Btu/lbm	Calor específico, c _p , Btu/lbm · °F		Conductividad térmica, k, Btu/h · ft · °F		Viscosidad dinámica, μ, lbm/ft · h		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β, 1/R
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
32.02	0.0887	62.41	0.00030	1 075	1.010	0.446	0.324	0.0099	4.336	0.0223	13.5	1.00	-0.038 × 10 ⁻³
40	0.1217	62.42	0.00034	1 071	1.004	0.447	0.329	0.0100	3.740	0.0226	11.4	1.01	0.003 × 10 ⁻³
50	0.1780	62.41	0.00059	1 065	1.000	0.448	0.335	0.0102	3.161	0.0229	9.44	1.01	0.047 × 10 ⁻³
60	0.2563	62.36	0.00083	1 060	0.999	0.449	0.341	0.0104	2.713	0.0232	7.95	1.00	0.080 × 10 ⁻³
70	0.3632	62.30	0.00115	1 054	0.999	0.450	0.347	0.0106	2.360	0.0236	6.79	1.00	0.115 × 10 ⁻³
80	0.5073	62.22	0.00158	1 048	0.999	0.451	0.352	0.0108	2.075	0.0240	5.89	1.00	0.145 × 10 ⁻³
90	0.6988	62.12	0.00214	1 043	0.999	0.453	0.358	0.0110	1.842	0.0244	5.14	1.00	0.174 × 10 ⁻³
100	0.9503	62.00	0.00286	1 037	0.999	0.454	0.363	0.0112	1.648	0.0248	4.54	1.01	0.200 × 10 ⁻³
110	1.2763	61.86	0.00377	1 031	0.999	0.456	0.367	0.0115	1.486	0.0252	4.05	1.00	0.224 × 10 ⁻³
120	1.6945	61.71	0.00493	1 026	0.999	0.458	0.371	0.0117	1.348	0.0256	3.63	1.00	0.246 × 10 ⁻³
130	2.225	61.55	0.00636	1 020	0.999	0.460	0.375	0.0120	1.230	0.0260	3.28	1.00	0.267 × 10 ⁻³
140	2.892	61.38	0.00814	1 014	0.999	0.463	0.378	0.0122	1.129	0.0264	2.98	1.00	0.287 × 10 ⁻³
150	3.722	61.19	0.0103	1 008	1.000	0.465	0.381	0.0125	1.040	0.0269	2.73	1.00	0.306 × 10 ⁻³
160	4.745	60.99	0.0129	1 002	1.000	0.468	0.384	0.0128	0.963	0.0273	2.51	1.00	0.325 × 10 ⁻³
170	5.996	60.79	0.0161	996	1.001	0.472	0.386	0.0131	0.894	0.0278	2.30	1.00	0.346 × 10 ⁻³
180	7.515	60.57	0.0199	990	1.002	0.475	0.388	0.0134	0.834	0.0282	2.15	1.00	0.367 × 10 ⁻³
190	9.343	60.35	0.0244	984	1.004	0.479	0.390	0.0137	0.781	0.0287	2.01	1.00	0.382 × 10 ⁻³
200	11.53	60.12	0.0297	978	1.005	0.483	0.391	0.0141	0.733	0.0291	1.88	1.00	0.395 × 10 ⁻³
210	14.125	59.87	0.0359	972	1.007	0.487	0.392	0.0144	0.690	0.0296	1.77	1.00	0.412 × 10 ⁻³
212	14.698	59.82	0.0373	970	1.007	0.488	0.392	0.0145	0.682	0.0297	1.75	1.00	0.417 × 10 ⁻³
220	17.19	59.62	0.0432	965	1.009	0.492	0.393	0.0148	0.651	0.0300	1.67	1.00	0.429 × 10 ⁻³
230	20.78	59.36	0.0516	959	1.011	0.497	0.394	0.0152	0.616	0.0305	1.58	1.00	0.443 × 10 ⁻³
240	24.97	59.09	0.0612	952	1.013	0.503	0.394	0.0156	0.585	0.0310	1.50	1.00	0.462 × 10 ⁻³
250	29.82	58.82	0.0723	946	1.015	0.509	0.395	0.0160	0.556	0.0310	1.43	1.00	0.480 × 10 ⁻³
260	35.42	58.53	0.0850	939	1.018	0.516	0.395	0.0164	0.530	0.0319	1.37	1.00	0.497 × 10 ⁻³
270	41.85	58.24	0.0993	932	1.020	0.523	0.395	0.0168	0.506	0.0324	1.31	1.01	0.514 × 10 ⁻³
280	49.18	57.94	0.1156	925	1.023	0.530	0.395	0.0172	0.484	0.0328	1.25	1.01	0.532 × 10 ⁻³
290	57.53	57.63	0.3390	918	1.026	0.538	0.395	0.0177	0.464	0.0333	1.21	1.01	0.549 × 10 ⁻³
300	66.98	57.31	0.1545	910	1.029	0.547	0.394	0.0182	0.445	0.0338	1.16	1.02	0.566 × 10 ⁻³
320	89.60	56.65	0.2033	895	1.036	0.567	0.393	0.0191	0.412	0.0347	1.09	1.03	0.636 × 10 ⁻³
340	117.93	55.95	0.2637	880	1.044	0.590	0.391	0.0202	0.383	0.0356	1.02	1.04	0.656 × 10 ⁻³
360	152.92	55.22	0.3377	863	1.054	0.617	0.389	0.0213	0.359	0.0365	0.973	1.06	0.681 × 10 ⁻³
380	195.60	54.46	0.4275	845	1.065	0.647	0.385	0.0224	0.337	0.0375	0.932	1.08	0.720 × 10 ⁻³
400	241.1	53.65	0.5359	827	1.078	0.683	0.382	0.0237	0.318	0.0384	0.893	1.11	0.771 × 10 ⁻³
450	422.1	51.46	0.9082	775	1.121	0.799	0.370	0.0271	0.278	0.0407	0.842	1.20	0.912 × 10 ⁻³
500	680.0	48.95	1.479	715	1.188	0.972	0.352	0.0312	0.246	0.0432	0.830	1.35	1.111 × 10 ⁻³
550	1 046.7	45.96	4.268	641	1.298	1.247	0.329	0.0368	0.219	0.0461	0.864	1.56	1.445 × 10 ⁻³
600	1 541	42.32	3.736	550	1.509	1.759	0.299	0.0461	0.194	0.0497	0.979	1.90	1.885 × 10 ⁻³
650	2 210	37.31	6.152	422	2.086	3.103	0.267	0.0677	0.167	0.0555	1.30	2.54	—
700	3 090	27.28	13.44	168	13.80	25.90	0.254	0.1964	0.123	0.0736	6.68	9.71	—
705.44	3 204	19.79	19.79	0	∞	∞	∞	∞	0.104	0.1043	—	—	—

Fuente: CENGEL, Yunus A. *Transferencia de calor y masa*. p. 854.

Anexo 3. Factor de corrección F para N filas de tubos

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13
Alineados	0.70	0.80	0.86	0.90	0.93	0.96	0.98	0.99
Escalonados	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99

Fuente: CENGEL, Yunus A. *Transferencia de calor y masa*. p. 419.

Anexo 4. Resistencia por ensuciamiento

Temperatura del medio calefactor	HASTA 115 °C		115 – 205 °C	
Temperatura del agua	52 °C o menos		más de 52 °C	
Agua	Veloc. del agua m/s		Veloc. del agua m/s	
	1 ó menos	más de 1	1 ó menos	más de 1
Agua de mar	0,00009	0,00009	0,0002	0,0002
Aguas salobres	0,0004	0,0002	0,0005	0,0004
Torre de enfriamiento y tanque con rocío artificial:				
Agua de compensación tratada	0,0002	0,0002	0,0004	0,0004
Sin tratar	0,0005	0,0005	0,0009	0,0007
Agua de la ciudad o de pozo (como Grandes Lagos)	0,0002	0,0002	0,0004	0,0004
Grandes Lagos	0,0002	0,0002	0,0004	0,0004
Agua de río:				
Mínimo	0,0004	0,0002	0,0005	0,0004
Máximo (agua cloacales)	0,0015	0,0010	0,0017	0,0014
Lodosa o turbia	0,0005	0,0004	0,0007	0,0005
Dura (más de 15 gramos/gal)	0,0005	0,0005	0,0009	0,0009
Enfriamiento de máquinas	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002
Destilada	0,00009	0,00009	0,00009	0,00009
Alimentación tratada para calderas	0,0002	0,00009	0,0002	0,0002
Purga de calderas	0,0004	0,0004	0,0004	0,0004

Fuente: CAO, Eduardo. *Transferencia de calor en ingeniería de procesos*. p. 155.

Anexo 5. Propiedades de los metales sólidos

Propiedades de metales sólidos

Composición	Punto de fusión, K	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (K), $k(\text{W/m} \cdot \text{K})/c_p(\text{J/kg} \cdot \text{K})$					
		ρ kg/m ³	c_p J/kg · K	k W/m · K	$\alpha \times 10^6$ m ² /s	100	200	400	600	800	1 000
Al carbono-manganeso-silicio (1% < Mn < 1.65% 0.1% < Si < 0.6%)	8 131	434	41.0	11.6				42.2 487	39.7 559	35.0 685	27.6 1 090
Aceros al cromo (bajo): $\frac{1}{2}$ Cr- $\frac{1}{4}$ Mo-Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)	7 822	444	37.7	10.9				38.2	36.7	33.3	26.9
1Cr- $\frac{1}{2}$ Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)	7 858	442	42.3	12.2				42.0	39.1	34.5	27.4
1Cr-V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)	7 836	443	48.9	14.1				46.8	42.1	36.3	28.2
Aceros inoxidables:								492	575	688	969
AISI 302	8 055	480	15.1	3.91				17.3	20.0	22.8	25.4
AISI 304	1 670	7 900	477	14.9	3.95	9.2	12.6	512	559	585	606
AISI 316	8 238	468	13.4	3.48		272	402	16.6	19.8	22.6	25.4
AISI 347	7 978	480	14.2	3.71				515	557	582	611
Plomo	601	11 340	129	35.3	24.1	39.7	36.7	15.2	18.3	21.3	24.2
Magnesio	923	1 740	1 024	156	87.6	118	125	504	550	576	602
Molibdeno	2 894	10 240	251	138	53.7	179	143	15.8	18.9	21.9	24.7
Níquel:						141	224	513	559	585	606
Puro	1 728	8 900	444	90.7	23.0	164	107	34.0	31.4		
Nicromo (80% Ni, 20% Cr)	1 672	8 400	420	12	3.4	232	383	142	146		
Inconel X-750 (73% Ni, 15% Cr, 6.7% Fe)	1 665	8 510	439	11.7	3.1	8.7	10.3	1170	1267		
Niobio	2 741	8 570	265	53.7	23.6	179	143	126	118	112	
Paladio	1 827	12 020	244	71.8	24.5	141	224	261	275	285	295
Platino:											
Puro	2 045	21 450	133	71.6	25.1	372	473	510	546	626	
Aleación 60Pt-40Rh (60% Pt, 40% Rh)	1 800	16 630	162	47	17.4	55.2	52.6	55.2	58.2	61.3	64.4
Renio	3 453	21 100	136	47.9	16.7	188	249	274	283	292	301
Rodio	2 236	12 450	243	150	49.6	168	227	251	261	271	281
						77.5	72.6	71.8	73.2	75.6	78.7
						100	125	136	141	146	152
						52	59	65	69		
						58.9	51.0	46.1	44.2	44.1	44.6
						97	127	139	145	151	156
						186	154	146	136	127	121
						147	220	253	274	293	311

Fuente: CENGEL, Yunus A. *Transferencia de calor y masa*. p. 844.

Anexo 6. Longitud equivalente de accesorios

Tipo	Longitud equivalente en diámetros de tubería L_e/D
Válvula de globo—abierta por completo	340
Válvula de ángulo—abierta por completo	150
Válvula de compuerta—abierta por completo	8
— $3/4$ abierta	35
— $1/2$ abierta	160
— $1/4$ abierta	900
Válvula de verificación—tipo giratorio	100
Válvula de verificación—tipo bola	150
Válvula de mariposa—abierta por completo, 2 a 8 pulg	45
—10 a 14 pulg	35
—16 a 24 pulg	25
Válvula de pie—tipo disco de vástago	420
Válvula de pie—tipo disco de bisagra	75
Codo estándar a 90°	30
Codo a 90° de radio largo	20
Codo roscado a 90°	50
Codo estándar a 45°	16
Codo roscado a 45°	26
Vuelta cerrada en retorno	50
Te estándar—con flujo directo	20
—con flujo en el ramal	60

Fuente: MOTT, Robert L. *Mecánica de fluidos*. p. 297.

Anexo 7. Coeficiente de expansión súbita

D_2/D_1	Velocidad v_1						
	0.6 m/s 2 pies/s	1.2 m/s 4 pies/s	3 m/s 10 pies/s	4.5 m/s 15 pies/s	6 m/s 20 pies/s	9 m/s 30 pies/s	12 m/s 40 pies/s
1.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1.2	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	0.09	0.08
1.4	0.26	0.25	0.23	0.22	0.22	0.21	0.20
1.6	0.40	0.38	0.35	0.34	0.33	0.32	0.32
1.8	0.51	0.48	0.45	0.43	0.42	0.41	0.40
2.0	0.60	0.56	0.52	0.51	0.50	0.48	0.47
2.5	0.74	0.70	0.65	0.63	0.62	0.60	0.58
3.0	0.83	0.78	0.73	0.70	0.69	0.67	0.65
4.0	0.92	0.87	0.80	0.78	0.76	0.74	0.72
5.0	0.96	0.91	0.84	0.82	0.80	0.77	0.75
10.0	1.00	0.96	0.89	0.86	0.84	0.82	0.80
∞	1.00	0.98	0.91	0.88	0.86	0.83	0.81

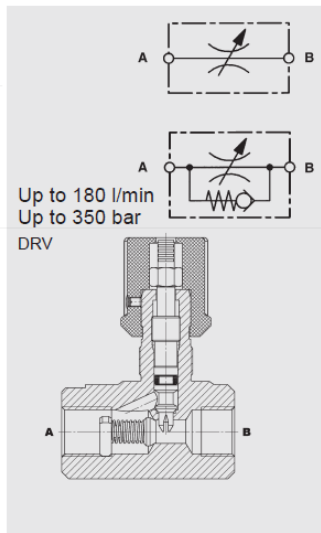
Fuente: MOTT, Robert L. *Mecánica de fluidos*. p. 283.

Anexo 8. Coeficiente de contracción súbita

D_1/D_2	Velocidad v_2								
	0.6 m/s 2 pies/s	1.2 m/s 4 pies/s	1.8 m/s 6 pies/s	2.4 m/s 8 pies/s	3 m/s 10 pies/s	4.5 m/s 15 pies/s	6 m/s 20 pies/s	9 m/s 30 pies/s	12 m/s 40 pies/s
1.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1.1	0.03	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.05	0.05	0.06
1.2	0.07	0.07	0.07	0.07	0.08	0.08	0.09	0.10	0.11
1.4	0.17	0.17	0.17	0.17	0.18	0.18	0.18	0.19	0.20
1.6	0.26	0.26	0.26	0.26	0.26	0.25	0.25	0.25	0.24
1.8	0.34	0.34	0.34	0.33	0.33	0.32	0.31	0.29	0.27
2.0	0.38	0.37	0.37	0.36	0.36	0.34	0.33	0.31	0.29
2.2	0.40	0.40	0.39	0.39	0.38	0.37	0.35	0.33	0.30
2.5	0.42	0.42	0.41	0.40	0.40	0.38	0.37	0.34	0.31
3.0	0.44	0.44	0.43	0.42	0.42	0.40	0.39	0.36	0.33
4.0	0.47	0.46	0.45	0.45	0.44	0.42	0.41	0.37	0.34
5.0	0.48	0.47	0.47	0.46	0.45	0.44	0.42	0.38	0.35
10.0	0.49	0.48	0.48	0.47	0.46	0.45	0.43	0.40	0.36
∞	0.49	0.48	0.48	0.47	0.47	0.45	0.44	0.41	0.38

Fuente: MOTT, Robert L. *Mecánica de fluidos*. p. 289.

Anexo 9. Válvula reguladora de caudal



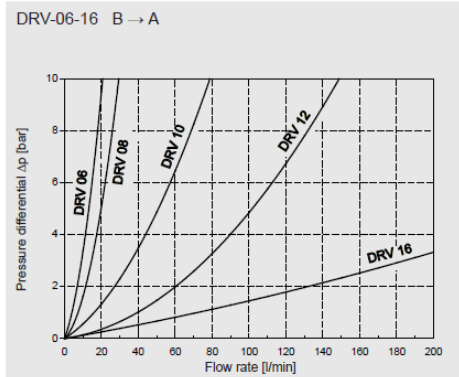
The DV is an inline mounted flow control valve which controls the flow by adjusting the cross-section. The flow rate is therefore dependent on the pressure differential and viscosity. Starting with the throttle spindle in the fully closed position, the flow rate increases in accordance with the appropriate curve as the control knob is turned. The flow is controlled in both directions.

The scale on the lower edge of the control knob enables accurate repeat setting. The DRV is a flow control valve in the same design which also allows the same fine flow adjustment, but in one direction only. Unrestricted flow in the reverse direction is via the built-in check valve (cracking pressure 0.5 bar).

Needle Valves with and without Reverse Flow Check Direct-Acting Inline Mounted - 350 bar DV, DRV 06 to 16

SPECIFICATIONS

Operating pressure:	max. 350 bar	
Nominal flow:	DV, DRV-06	max. 20 l/min
	DV, DRV-08	max. 50 l/min
	DV, DRV-10	max. 60 l/min
	DV, DRV-12	max. 90 l/min
	DV, DRV-16	max. 180 l/min
Cracking pressure (on DRV):	0.5 bar	
Media operating temperature range:	min. -20 °C to max. +100 °C	
Ambient temperature range:	min. -20 °C to max. +100 °C	
Operating fluid:	Hydraulic oil to DIN 51524 Part 1 and 2	
Viscosity range:	min. 2.8 mm ² /s to max. 800 mm ² /s	
Filtration:	Class 21/19/16 according to ISO 4406 or cleaner	
MTTF _e :	150 years (see "Conditions and instructions for valves" in brochure 5.300)	
Installation:	no orientation restrictions, preferably horizontal	
Materials:	Valve body:	steel
	Piston:	hardened and ground steel
	Seals:	FKM (standard)
	Back-up rings:	PTFE
Weight:	DV 06 = 0.10 kg	DRV 06 = 0.10 kg
	DV 08 = 0.26 kg	DRV 08 = 0.28 kg
	DV 10 = 0.38 kg	DRV 10 = 0.41 kg
	DV 12 = 0.62 kg	DRV 12 = 0.65 kg
	DV 16 = 1.04 kg	DRV 16 = 1.14 kg



Fuente: *Needle Valves*.

www.hydac.com/fileadmin/pdb/pdf/PRO000000000000000000000005119120011.pdf

Consulta: 12 de diciembre de 2018.

Anexo 10. Interruptor de flujo

Flow Switches

BFS-10-N / BFS-10-O

for monitoring liquids,
with or without optical display

Features

set point continuously adjustable
rugged, low hysteresis, any mounting position,
high accuracy and functional safety,
ship approvals available for N-versions

Measuring ranges

0,005...0,06 l/min to 60...150 l/min for water

Applications

Measuring and monitoring of liquids,
e. g. in cooling systems, test beds, pumps etc.



Technical Data

BFS-10-N (without indication)					
Measuring principle:	variable aera flow meter				
Materials: Var. aera flow meter:	brass version	stainless steel vers.			
	1.4571	1.4571			
	Spring:	brass, nickel-plated	1.4571		
	Fitting:	brass, nickel-plated	1.4571		
	Housing:	brass, nickel-plated	1.4571		
Magnets:	ferrite	ferrite			
Operating pressure:	brass	MS GL	SS	Pressure drop	
	BFS-10-N G1/4:	300 bar	100 bar	350 bar	0,02...0,2 bar
	BFS-10-N G1/2:	300 bar	100 bar	350 bar	0,02...0,3 bar
	BFS-10-N G1:	250 bar	100 bar	300 bar	0,02...0,4 bar
Operating temp.:	100 °C (standard), 160 °C (option HT)				
Accuracy:	±10% f. s.				
Electrical connection:	plug acc. to DIN EN 175301-803 (DIN 43650C)				
Contact rating:	BFS-10-N G1/4	200 V / 1 A / 20 VA	(NO)		
		200 V / 1 A / 20 VA	(SPDT)		
	BFS-10-N G1/2	230 V / 3 A / 60 VA	(NO)		
		250 V / 1,5 A / 50 VA	(SPDT)		
BFS-10-N G1	250 V / 3 A / 100 VA	(NO)			
	250 V / 1,5 A / 50 VA	(SPDT)			
Protection class:	IP65 (plug acc. to DIN EN 175301-803 formaly DIN 43650C) IP67 (with moulded cable)				
Approvals:	e.g. ATEX, GL, BV... see www.barksdale.de				

Switch ranges

(water in l/min)

BFS-10-N G1/4:	BFS-10-N G1/2:	BFS-10-N G1:
0,005...0,06	0,02...0,2	10...30
0,04...0,13	0,2...0,6	15...45
0,1...0,6	0,4...1,8	20...60
0,2...1,2	0,8...3,2	30...90
0,4...2,0	2,0...7,0	60...150
0,5...3,0	3,0...13	
1,0...5,0	4,0...20	
	8,0...30	

Technical Data

BFS-10-O (with optical indication)				
Measuring principle:	variable aera flow meter			
Materials: Var. aera flow meter:	brass version	stainless steel vers.		
	1.4571	1.4571		
	Spring:	brass, nickel-plated	1.4571	
	Fitting:	brass, nickel-plated	1.4571	
	Display Housing:	alumin., anodized	alumin., anodized	
Glass:	Duran 50	Duran 50		
Magnets:	ferrite	1.4571		
Operating pressure:	brass	SS	Pressure drop	
	BFS-10-O G1/4:	16 bar	16 bar	0,02...0,2 bar
	BFS-10-O G1/2:	16 bar	16 bar	0,02...0,3 bar
	BFS-10-O G1:	10 bar	10 bar	0,02...0,4 bar
Operating temp.:	100 °C (standard), 160 °C (option HT)			
Accuracy:	±10% f. s.			
Electrical connection:	plug acc. to DIN EN 175301-803 (formaly DIN 43650C)			
Contact rating:	BFS-10-O G1/4	200 V / 1 A / 20 VA	(NO)	
		200 V / 1 A / 20 VA	(SPDT)	
	BFS-10-O G1/2	230 V / 3 A / 60 VA	(NO)	
		250 V / 1,5 A / 50 VA	(SPDT)	
BFS-10-O G1	250 V / 3 A / 100 VA	(NO)		
	250 V / 1,5 A / 50 VA	(SPDT)		
Protection class:	IP65 (plug acc. to DIN EN 175301-803 formaly DIN 43650C) IP67 (with moulded cable)			
Approvals:	e.g. ATEX, see www.barksdale.de			

Switch ranges

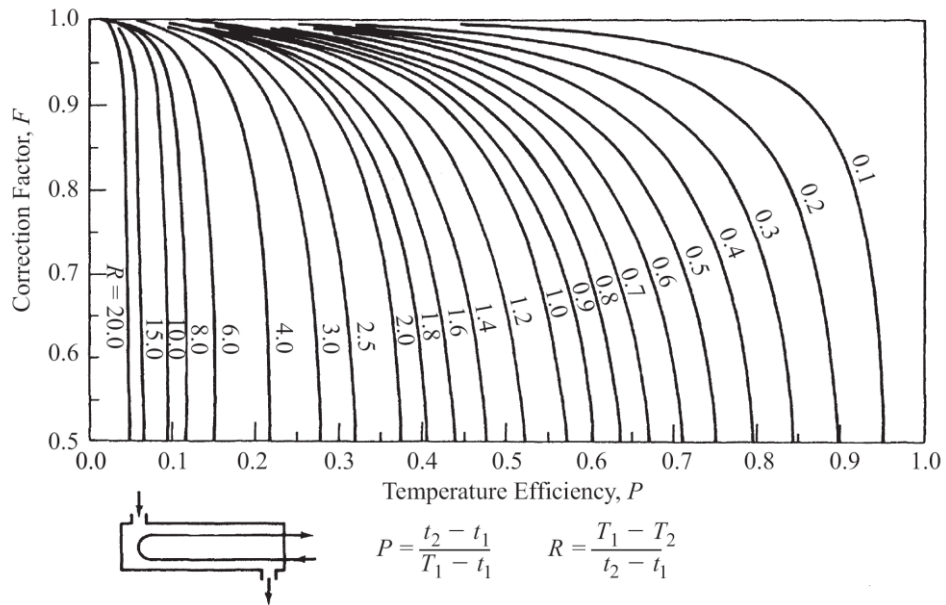
(water in l/min)

BFS-10-O G1/4:	BFS-10-O G1/2:	BFS-10-O G1:
0,005...0,06	0,2...0,5	8,0...20
0,025...0,13	0,3...1,0	9,5...24
0,1...0,6	0,7...2,0	12...28
0,2...1,2	1,6...4,0	60...150
0,4...2,0	3,0...8,0	
0,5...3,0	4,5...12	
1,0...5,0	6,0...15	

Fuente: *Flow Switches*. www.barksdale.de/download/%3Fdl%3D570&ved=2ahUKEwjR06.

Consulta: 12 de diciembre de 2018.

Anexo 11. Factor de corrección DMLT



Fuente: KERN, Donald Q. *Proceso de transferencia de calor.* p. 399.

Anexo 12. Coeficiente total aproximado, velocidad de flujo y caída de presión en intercambiadores de placa

Operación	Lado 1	Agua 40 °C	Sol. acuosa	Aceite	Aceite	Aceite	Solv. Orgánicos	Aceite Vegetal (10 cst)
	Lado 2	Agua o vapor	Agua o vapor	Agua o vapor	Aceite	Agua o vapor	Agua o vapor	Agua o vapor
Prop. Físicas del producto	μ	0,6	50	50	50	100	1	100
	k	2,259	1,422	0,418	0,418	0,418	0,711	0,544
	Cp	4 184	3 974,8	2 092	2 092	2 092	2 092	2 092
Coeficiente total, U = w/m ² °C								
Placas corrugadas		3130 - 3950	1050 - 1280	465 - 580	210 - 270	325 - 410	1860 - 2100	870 - 1000
Placas normales		3000 - 3700	700 - 820	300 - 350	120 - 200	200 - 300	1500 - 2000	820 - 930
Velocidad de flujo relativa al agua		Ver tabla 4	0,6 - 0,8	0,4 - 0,7	0,4 - 0,7	0,4 - 0,7	0,9 - 1,1	0,8
Caída de presión		14,7 - 29,4	100 - 200	157 - 333	196 - 440	235 - 540	26 - 32	78 - 113

$\mu = \text{cst}$; $k = \text{KJ/mh } ^\circ\text{C}$; $C_p = \text{KJ/m}^3 \cdot ^\circ\text{C}$; $\Delta P = \text{kPa/HTU}$

Fuente: MONCADA ALBITRES, Luis. *Intercambiador de calor, diseño de plantas de proceso químicos.* www.udocz.com/read/intercambiadores-de-calor-msc-luis-moncada-albitres.

Consulta: 15 de diciembre de 2018.

