

SUBSECRETARÍA DE EDUCACIÓN SUPERIOR
DIRECCIÓN GENERAL DE EDUCACIÓN SUPERIOR
TECNOLÓGICA
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ



SECRETARÍA DE
EDUCACIÓN PÚBLICA



SEP

TRABAJO PROFESIONAL

COMO REQUISITO PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

QUE PRESENTA:

LUIS ARTURO CASTRO DE LA CRUZ

CON EL TEMA:

**“REDISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE LA
CHUMACERA GUIA TURBINA UNIDADES
DE LA SEGUNDA ETAPA CHMMT ”**

MEDIANTE :

**OPCION X
(MEMORIA DE RESIDENCIA PROFESIONAL)**



SEP

SUBSECRETARÍA DE EDUCACIÓN SUPERIOR
DIRECCIÓN GENERAL DE EDUCACIÓN SUPERIOR TECNOLÓGICA
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ

SECRETARÍA DE
EDUCACIÓN PÚBLICA

DIRECCIÓN
SUBDIRECCIÓN ACADÉMICA
DIVISIÓN DE ESTUDIOS PROFESIONALES
Tuxtla Gutiérrez, Chiapas, 24/ENERO/2012

OFICIO NUM. DEP-CT-014/2012

C. LUIS ARTURO CASTRO DE LA CRUZ
PASANTE DE LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA
EGRESADO DEL INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ
P R E S E N T E.

Habiendo recibido la comunicación de su trabajo profesional por parte de los CC. ING. ROBERTO DEL ÁNGEL TORRES, ING. RUTILO MORALES ÁLVAREZ, ING. SAÚL RIGOBERTO RUIZ CRUZ e ING. MARIO TOLEDO MARTÍNEZ, en el sentido que se encuentra satisfactorio el contenido del mismo como prueba escrita, **AUTORIZO** a Usted a que se proceda a la impresión del mencionado Trabajo denominado:

"REDISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE LA CHUMACERA GUÍA TURBINA UNIDADES DE LA SEGUNDA ETAPA CHMMT"

Registrado mediante la opción:
X (MEMORIA DE RESIDENCIA PROFESIONAL)

ATENTAMENTE
"CIENCIA Y TECNOLOGÍA CON SENTIDO HUMANO"

ING. ROBERTO CIFUENTES VILLAFUERTE
JEFE DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS PROFESIONALES

Vo. Bo.

M. en C. JOSÉ LUIS MÉNDEZ NAVARRO
DIRECTOR



Secretaría de Educ. Pública
Instituto Tecnológico
de Tuxtla Gutiérrez
Div. de Est. Profesionales

C.c.p.- Departamento de Servicios Escolares
C.c.p.- Expediente
I'JLMN/I'RCV/L'ORC

Carretera Panamericana Km.1080. . C.P. 29050, Apartado Postal 599
Teléfonos: (961) 61 5-03-80 (961) 61 5-04-61 Fax: (961) 61 5-16-87
<http://www.ittg.edu.mx>



Alcance del Sistema: Proceso Educativo

INDICE

1.- INTRODUCCIÓN.	6
2.- JUSTIFICACIÓN.	6
3.- OBJETIVOS.	7
4.- CARACTERIZACIÓN DEL AREA DE TRABAJO.	8
4.1.- ORGANIGRAMA DE LA C.H. "MANUEL MORENO TORRES".	8
4.2.- DEPARTAMENTO MECÁNICO.	9
5.- PROBLEMAS A RESOLVER.	9
6.- ALCANCES Y LIMITACIONES.	10
7.- FUNDAMENTO TEORICO.	10
7.1.- ¿QUE ES LA CFE?	10
7.2.- MISIÓN Y OBJETIVOS.	10
7.3.- DESCRIPCIÓN GENERAL DE LAS INSTALACIONES.	11
7.4.- DATOS DE LA C.H. "MANUEL MORENO TORRES".	11
7.5.- CASA DE MÁQUINAS.	15
8.- CONCEPTO DE TURBINA.	16
8.1.-TURBINAS HIDRÁULICAS.	16
8.2.-TURBINA TIPO FRANCIS.	17
8.3.-CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS FRANCIS.	17
8.4.- ORGANOS PRINCIPALES DE UNA TURBINA FRANCIS.	18

8.4.1.- CARCASA, CAJA ESPIRAL O CARACOL.	18
8.4.2.- DISTRIBUIDOR.	19
8.4.3.- RODETE.	19
8.4.4.- FLECHA.	20
8.4.5.- TUBO DE DESFOGUE.	20
8.4.6.- CHUMACERA GUÍA TURBINA.	20
9.- INTERCAMBIADORES DE CALOR.	22
9.1.- LAS APLICACIONES DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR	22
9.2.- CLASIFICACIÓN POR EL TIPO DE PROCESO.	22
9.3.- LOS TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR	22
9.3.1.- INTERCAMBIADORES DE TUBERÍA DOBLE.	23
9.3.2.- INTERCAMBIADOR DE CALOR COMPACTO.	23
9.3.3.- INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBOS Y CASCO.	24
9.3.4.- INTERCAMBIADORES DE PLACAS Y ARMAZÓN.	25
9.3.5.- INTERCAMBIADORES ENFRIADOS POR ÁIRE.	26
10.- TRANSFERENCIA DE CALOR.	27
10.1.-CONCEPTOS FUNDAMENTALES.	27
10.2.- TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN.	27
10.3.- CONDUCTIVIDAD TÉRMICA.	28
10.4.- TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN.	29

11.- CLASIFICACIÓN DE LOS FLUJOS DE FLUIDOS.....	29
11.1.- FLUJO VISCOSO	30
11.2.- FLUJO INTERNO	30
11.3.- FLUJO COMPRESIBLE	30
11.4.- FLUJO LAMINAR Y TURBULENTO	30
11.5.- FLUJO NATURAL (O NO FORZADO).....	31
11.6.- FLUJO ESTACIONARIO.....	31
12.-DETERMINACION DE FLUJOS LAMINAR Y TURBULENTOS EN TUBERIAS.	31
12.1.- NÚMERO DE REYNOLDS.	32
12.2.- NÚMERO DE NUSELT.....	33
12.3.- NÚMERO DE PRANDTL.	34
13.- CONVECCIÓN INTERNA FORZADA.	34
13.1.- VELOCIDAD MEDIA.....	34
13.2.- FLUJO LAMINAR EN TUBOS.....	35
13.3.- FLUJO TURBULENTO EN TUBOS.	35
14.- CONVECCIÓN EXTERNA FORZADA.	36
14.1.- FLUJO ALREDEDOR DE CILINDROS.....	36
15.- COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR.	37
15.1.- FACTOR DE INCRUSTACIÓN.....	38

16.- METODO DE LA TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA (LMTD).....	39
17.- USO DEL FACTOR DE CORRECCIÓN.....	41
18.- MEMORIA DE CÁLCULO.....	43
18.1- CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN DEL AGUA.....	43
18.2- CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN DEL ACEITE.....	44
18.3- CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	45
18.4- NUEVO CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN DEL AGUA.....	48
18.5- NUEVO CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN DEL ACEITE.....	49
18.6- NUEVO CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	50
19.- CONCLUSION	52
19.1.- RECOMENDACIONES.....	52
20.- FUENTES DE INFORMACION.	53
21.-ANEXOS.....	55

1.- INTRODUCCIÓN.

Los intercambiadores de calor han adquirido gran importancia actualmente ya que las empresas necesitan ahorrar más energía es por esto que los equipos de enfriamiento o calentamiento, según las necesidades, requieren de un diseño óptimo en los equipos, que no solo están en función de un análisis térmico y un rendimiento económico, sino también en el aprovechamiento de energía de todo el sistema. Los intercambiadores de calor son dispositivos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evita al mismo tiempo que se mezclen entre sí.

El objetivo del proyecto, es satisfacer la necesidad de la C.H. “Manuel Moreno Torres”, enfocándonos en el análisis térmico de la chumacera guía turbina, así como también en el intercambiador de calor de la unidad generadora número 8.

La Transferencia de Calor es de vital importancia, ya que es la ciencia que trata de predecir el intercambio energético que puede tener lugar entre dos cuerpos materiales, así como la velocidad de esa transferencia.

La Transferencia de Calor pretende no solo explicar como la energía térmica puede ser transferida, sino también analizar la rapidez con la que esa transferencia tendrá lugar bajo ciertas condiciones.

Para poder seleccionar un intercambiador de calor tomaremos en consideración varios factores tales como:

- ✚ Flujo de calor.
- ✚ Tamaño y peso.
- ✚ Economía.
- ✚ Caída de presión.
- ✚ Factores de suciedad.

Para realizar el análisis de la Transferencia de Calor consideramos dos mecanismos: Conducción y convección.

Esto indica que la radiación no formará parte de nuestro análisis en el intercambiador de calor de la chumacera guía turbina.

2.- JUSTIFICACIÓN.

La memoria de cálculo nos permitirá identificar cuáles son las razones o motivos de la baja eficiencia del intercambiador de calor, así como el beneficio en el comportamiento del dispositivo de enfriamiento.

La central hidroeléctrica es la encargada de generar energía eléctrica producida por las turbinas. Es por esto que se tomará en cuenta la importancia de la chumacera guía turbina así como del dispositivo de enfriamiento ya que están presentando un aumento de la temperatura del aceite a la entrada de la chumacera guía turbina, así como de los segmentos que la conforman, por lo que identificaremos cual es el problema que ocasiona este aumento.

1. Una hipótesis es que se encuentran incrustaciones de suciedad en el interior del intercambiador de calor debido al agua de enfriamiento que es alimentada por el río.
2. Se descartó la hipótesis que el mal funcionamiento del sistema de enfriamiento de la chumacera guía turbina tenía que ver con el aceite ISO VG 68, ya que se mandaron hacer las pruebas pertinentes, la cual se muestra en el anexo identificado como informe de prueba del aceite de la chumacera guía turbina unidad generadora número 8.
3. La otra hipótesis es que el rendimiento del intercambiador de calor de la chumacera guía turbina, no es el adecuado y que no tiene la potencia necesaria para disipar la energía del aceite ISO VG 68.

Con esto pretendemos dar solución a nuestro problema y mantener el dispositivo en excelentes condiciones, alargando la vida útil del mismo y lo más importante, que no se detenga la producción de energía, por motivo de un paro en la unidad generadora debido a un calentamiento excesivo del aceite o de los segmentos que conforman a la chumacera guía turbina.

3.- OBJETIVOS.

OBJETIVO GENERAL:

Evaluar las condiciones de trabajo del intercambiador de calor, haciendo los cálculos necesarios y en base a eso, determinar si es necesario rediseñar el dispositivo de enfriamiento.

Para que exista una mayor transferencia de calor, será necesario analizar si necesitamos de una mayor área de contacto, y por lo tanto un aumento en la eficiencia del intercambiador de calor. Si es necesario incrementar el área del intercambiador de calor (aumento de la longitud de los tubos interiores), tendríamos que incrementar el caudal de agua, tanto como de aceite y analizar si es necesario cambiar las bombas de lubricación de aceite por unas de mayor potencia para hacer circular el aceite por todo el sistema de tuberías que está conectada a la chumacera guía turbina y al dispositivo de enfriamiento.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

- ✚ Alargar la vida útil de los intercambiadores de calor y de los componentes de la chumacera guía turbina.
- ✚ Mejorar la eficiencia del dispositivo de enfriamiento.

4.- CARACTERIZACION DEL AREA DE TRABAJO.

4.1.- ORGANIGRAMA DE LA C.H. “MANUEL MORENO TORRES”.

Toda empresa debe contar con un esquema de la organización que en ella se maneja y así poder distribuirse de manera ordenada y adecuada. Por lo que se presenta a continuación el organigrama que conforma la C.H. “Manuel Moreno Torres”.

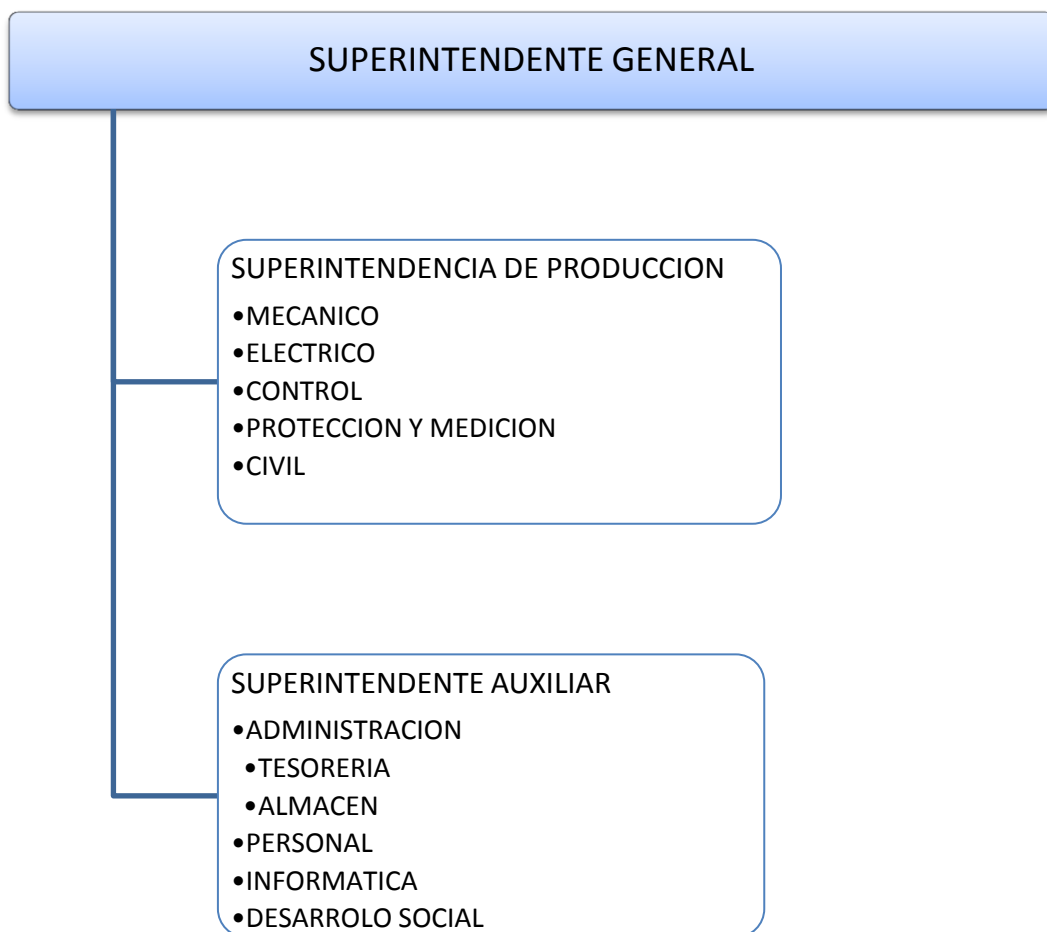


Fig. 1.- Organigrama general de la C.H. “Manuel Moreno Torres”.

4.2.- DEPARTAMENTO MECÁNICO.

El proyecto de residencia profesional se realizó en el área del departamento mecánico de la C.H. “Manuel Moreno Torres”, el cual se encarga del cuidado de los equipos para la generación de electricidad y ofrecer un servicio de calidad que satisfaga las necesidades de los consumidores.

Además del personal que conforma el departamento mecánico cuenta con un taller donde se encuentran los equipos e instrumentos necesarios para cualquier actividad de mantenimiento.

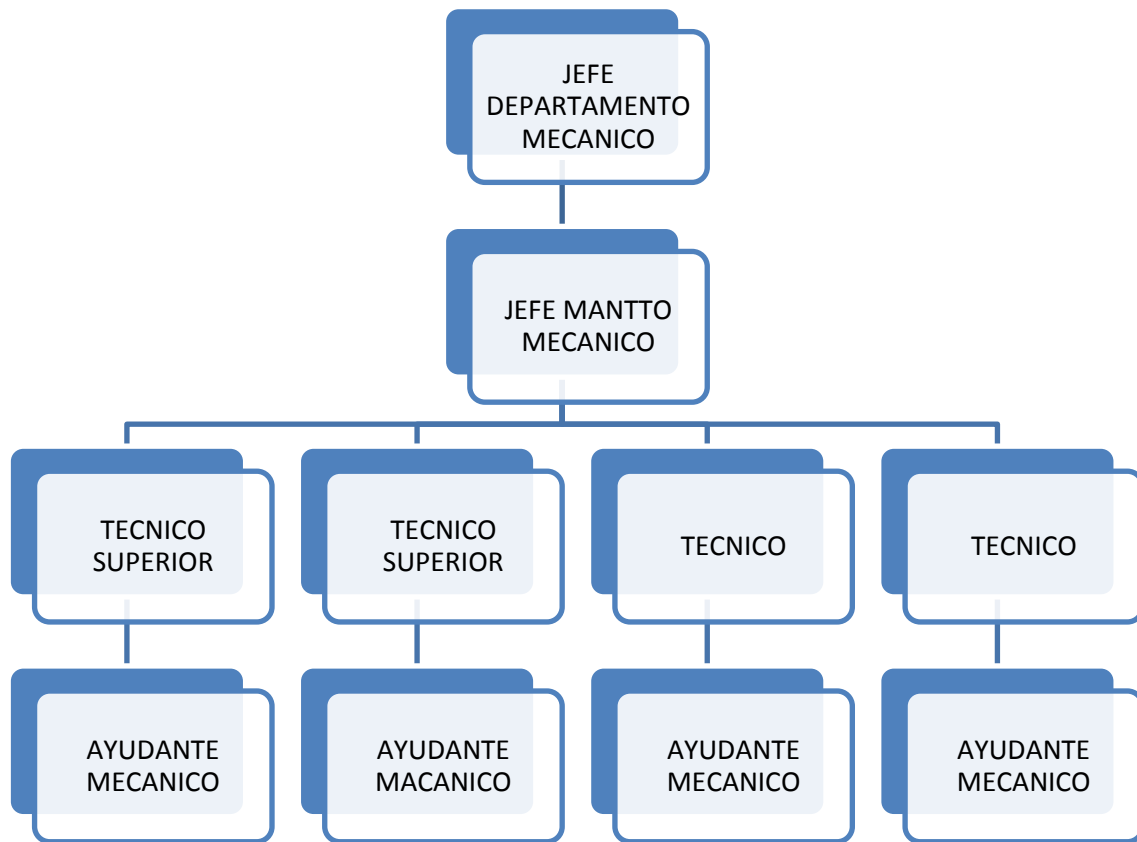


Fig. 2.- Organigrama del departamento mecánico.

5.- PROBLEMAS A RESOLVER.

El aceite caliente proveniente de la chumacera guía turbina, pasa a través del intercambiador de calor, pero este no disipa la cantidad necesaria de calor del aceite por lo que regresa al sistema de la chumacera guía turbina a una temperatura mayor del cual fue diseñado, provocando afectaciones a la chumacera guía turbina, con lo

cual hay un paro de la máquina por sobrecalentamiento, y en consecuencia la disminución de producción de energía eléctrica.

6.- ALCANCES Y LIMITACIONES.

El proyecto se limita a que el análisis, es aplicable única y exclusivamente para las unidades generadoras 6, 7 y 8 de la C.H. “Manuel Moreno Torres”, debido a que los intercambiadores de calor de las demás unidades generadoras, tienen diferente configuración.

7.- FUNDAMENTO TEORICO.

7.1.- ¿QUE ES LA CFE?

Es la empresa que genera, transmite, distribuye y comercializa energía eléctrica para más de 26 millones de clientes. Un compromiso de la empresa, es ofrecer servicios de excelencia, garantizando altos índices de calidad en todos sus procesos, al nivel de las mejores empresas eléctricas del mundo.



Fig.3.- Vista satelital de la C.H. “Manuel Moreno Torres”.

7.2.- MISIÓN Y OBJETIVOS.

Misión:

- ✚ Asegurar, dentro de un marco de competencia actualizado tecnológicamente, el servicio de energía eléctrica en condiciones de cantidad, calidad y precio, con la adecuada diversificación de fuentes de energía.
- ✚ Optimizar la utilización de su infraestructura física, comercial y de recursos humanos.

- ✚ Proporcionar una atención de excelencia a nuestros clientes.
- ✚ Proteger el medio ambiente, promover el desarrollo social y respetar los valores de las poblaciones donde se ubican las obras de electrificación.

Objetivos:

- ✚ Mantenerse como la empresa de energía eléctrica más importante a nivel nacional.
- ✚ Operar sobre las bases de indicadores internacionales en materia de productividad, competitividad y tecnología.
- ✚ Ser reconocida por nuestros usuarios como una empresa de excelencia.

7.3.- DESCRIPCIÓN GENERAL DE LAS INSTALACIONES.

La C.H. “Manuel Moreno Torres” (Chicoasen), se encuentra al final del Parque Nacional Cañón del Sumidero, en el río Grijalva, aproximadamente a 20 Km. Al norte de la Ciudad de Tuxtla Gutiérrez, Ciudad capital del Estado de Chiapas. Las coordenadas geográficas del sitio son:

Latitud norte: 16°36,5’

Latitud oeste: 93° 5,9’

Algunas de las características de las Centrales Hidroeléctricas más importantes del sureste de México, se pueden observar en la tabla 1 del anexo 1.

7.4.- DATOS DE LA C.H. “MANUEL MORENO TORRES”.

Tipo: Enrocamiento.

Elevación corona: 402 MSNM.

Altura: 262 m.

Ancho corona: 25 m.



Fig.4.- Cortina de la C.H. “Manuel Moreno Torres”.

Número de tomas: 8

Gasto distribuido: 186.7 m³/seg.

Compuerta: 7.45 x 6.8 m.

Diámetro túnel: 6.70 m, con una longitud de 235 m.



Fig.5.- Embalse de la C.H. “Manuel Moreno Torres”.

Consta de tres túneles y tres compuertas por túnel.

Longitud: 1,300 m. Diámetro: 15m. Longitud cresta: 75.60m. Elevación cresta: 373 m.

Descarga máxima: 15.00 m³/seg.



Fig.6.- Túnel de vertedores.

El agua “turbinada” por las unidades, se conduce al cauce del río por medio de tres túneles de desfogue: Túnel 2 unidades 1 y 2. Túnel 3 unidades 3, 4 y 5. Túnel 1 unidades 6, 7 y 8.



Fig. 7.- Túnel de desfogue.

El acceso a casa de máquinas, es por medio de un túnel de 8 metros de diámetro y una longitud de 760 metros.



Fig. 8.- Acceso a casa de máquinas.

Área cuenca: 7,940 km².
NAME: 395 MSNM.
NAMO: 392 MSNM.
NAMIN: 380 MSNM.



Fig. 9.- Cuenca.

Ubicado en el mismo nivel de la playa de montaje, aloja también a los transformadores de potencia que elevan el voltaje de 17 KV A 400 KV para interconectarse a la red nacional de 400 KV.



Fig. 10.- Pasillo de transformadores.

7.5.- CASA DE MÁQUINAS.

De tipo subterráneo, la casa de máquinas, se construyó en el interior de la roca montañosa de la margen derecha y su acceso es a través de un túnel de 760 m de longitud. La construcción de esta central hidroeléctrica se realizó en dos etapas. Las dimensiones de casa de máquinas pueden ser observadas en la tabla 2 del anexo 2. Las principales elevaciones de los diferentes tipos y obras que conforman a la casa de máquinas, se indican en la tabla 3 del anexo 3.

En la primera etapa se instalaron 5 turbinas Francis de eje vertical marca Mitsubishi, con capacidad de 300 MWatts cada una. En la primera etapa de construcción, se realizaron los trabajos de las obras principales del proyecto como: Obra de toma, tubería de presión, galería de transformadores, obra de excedencia, galería de oscilación y subestación; durante estos trabajos se realiza la excavación, prácticamente en su totalidad de la casa de máquinas, las galerías de transformadores, de oscilación y el túnel de desfogue.



Fig.11.- Fotografía de la primera etapa de la C.H. "MANUEL MORENO TORRES"

En la segunda etapa se instalaron 3 unidades más, tipo Francis, marca Alstom.

Para hacer un total de 2,400 MW de capacidad instalada.

Con las siguientes características principales de la turbina.

Tipo:	Francis
Número de turbinas:	3
Potencia nominal:	310 MW
Caudal nominal:	19.252 m ³ /s



Fig.12.- Fotografía de la segunda etapa de la C.H. "Manuel Moreno Torres".

8.- CONCEPTO DE TURBINA.

Una turbina, es una máquina motriz que consiste de una parte giratoria llamada rodete, que se impulsa por un fluido en movimiento. Dependiendo de la naturaleza de este fluido, las turbinas se pueden dividir en hidráulicas, gas y vapor. Con el fin de visualizar de mejor forma el proyecto, se hará una descripción de las turbinas hidráulicas.

8.1.-TURBINAS HIDRÁULICAS.

Una turbina hidráulica, es accionada por el agua en movimiento una vez que ésta es debidamente encauzada hacia el elemento de turbina denominado distribuidor, el cual circularmente, distribuye, regula y dirige un caudal de agua que tiende a incidir, con mayor o menor amplitud hacia el centro de un círculo descrito, sobre un rotor o rueda móvil conocida con el nombre de rodete, que conjuntamente con el eje en el que está montado, ha de estar perfectamente equilibrado, dinámica y estáticamente. Toda turbina hidráulica convierte la energía del agua, manifestada bien en su forma de presión (energía potencial o de posición), así como en la de velocidad (energía cinética), en el trabajo existente en un eje de rotación.

Dependiendo de alguna propiedad particular, las turbinas pueden clasificarse de distintas formas. Si se toma en cuenta la forma de actuar del agua se encuentran las turbinas de acción, en las que la energía del agua a la salida del distribuidor es toda cinética, y las turbinas de reacción donde esto ocurre solo en parte. Así mismo también se pueden dividir las turbinas en axiales o radiales, según que la columna de

líquido se desplace en el rodete a lo largo del eje de rotación, o bien normalmente al mismo, es decir de forma radial.

8.2.-TURBINA TIPO FRANCIS.

La turbina Francis, es en la actualidad, la turbina hidráulica típica de reacción de flujo radial. Lleva este nombre en honor al Ing. James Bichano Francis.

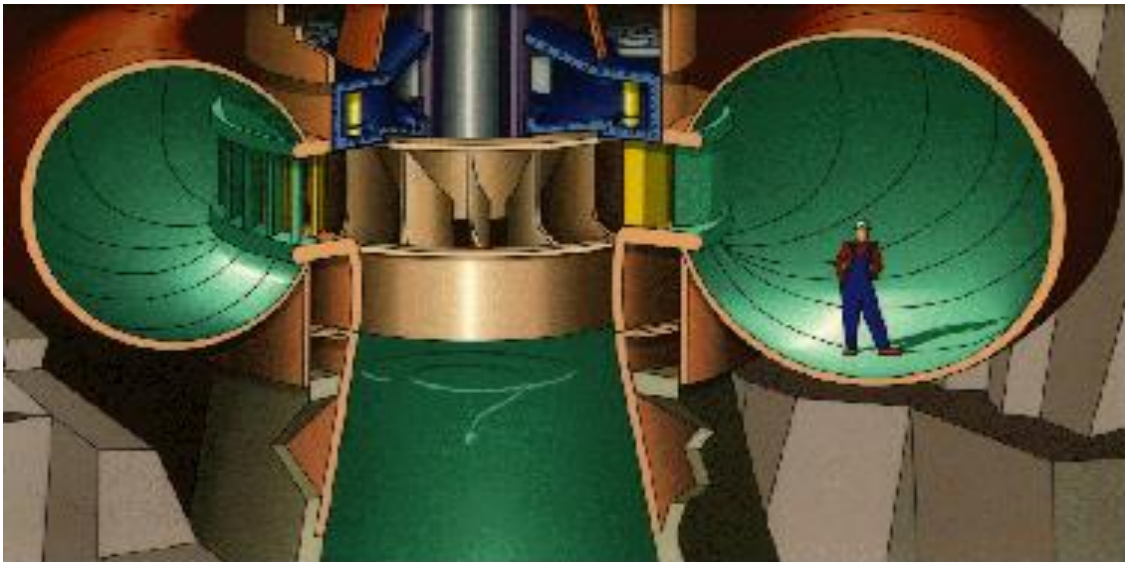


Fig. 13.- Corte transversal de una turbina hidráulica.

8.3.-CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS FRANCIS.

- ✚ Su óptimo diseño hidráulico garantiza un alto rendimiento.
- ✚ Su diseño reforzado da una vida útil de muchas décadas en servicio continuo.
- ✚ Alta velocidad de giro permite pequeñas dimensiones.
- ✚ La aplicación de modernos materiales reduce el mantenimiento de las piezas móviles al mínimo.

La turbina Francis, es instalada en todo lugar donde se dé un flujo de agua relativamente constante y donde se exige un alto rendimiento, y tiene la desventaja de no operar con grandes variaciones del caudal.

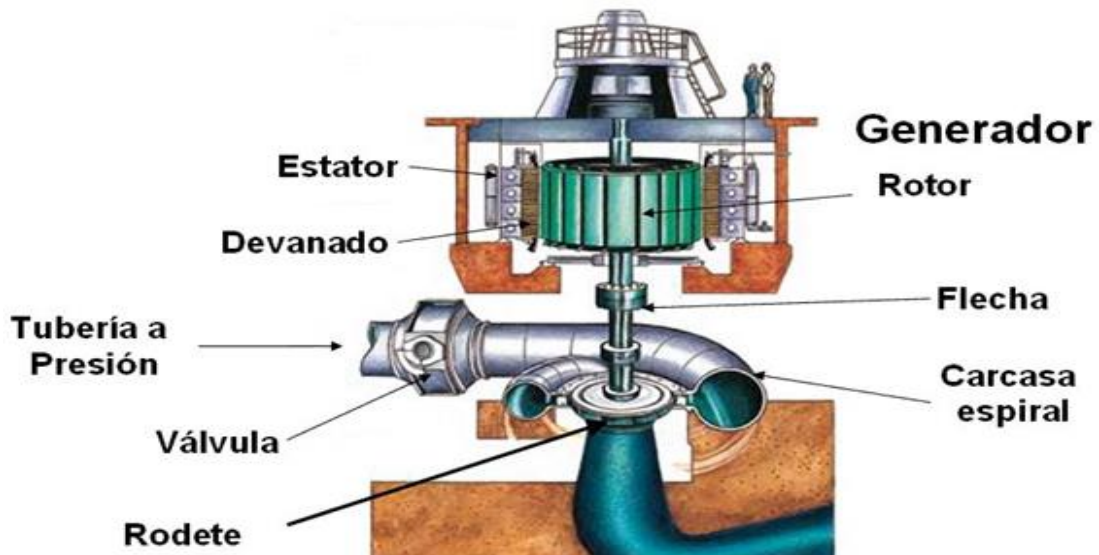


Fig.14.- Imagen de una turbina tipo Francis.

8.4.- ÓRGANOS PRINCIPALES DE UNA TURBINA FRANCIS.

8.4.1.- CARCASA, CAJA ESPIRAL O CARACOL.

Es una cámara estructural en forma de espiral que envuelve completamente a la turbina, provocando una distribución uniforme del flujo de agua hacia el distribuidor, el extremo de la cámara está conectado a la tubería de presión, o en su caso, a la válvula de admisión.

El caracol de una turbina Francis, es diseñado de tal manera que la distribución de velocidades en la dirección circunferencial a la entrada del antedistribuidor es uniforme y el ángulo de incidencia sobre la altura de los directrices varía solo un poco.



Fig.15.- Carcasa de una turbina tipo Francis.

8.4.2.- DISTRIBUIDOR.

Lo constituye una serie de álabes directores en forma de persiana circular cuyo paso se puede modificar con la ayuda de un servomotor, lo que permite imponer al fluido la dirección de ataque exigida por el rodete móvil y además regula el gasto de acuerdo con la potencia exigida de la turbina. Permite regular el caudal de la turbina sin que las venas líquidas sufran desviaciones bruscas o contracciones, permitiendo un rendimiento elevado incluso con cargas reducidas. La función principal del distribuidor, es llevar la carga de presión en el caracol y soportar la carga de la turbina. Su segundo propósito, es dirigir el flujo hacia las paletas guías ajustables (directrices) con un ángulo de incidencia óptimo. Las paletas directrices o reguladoras, son sólo dispositivos disponibles para controlar el flujo y por ende la potencia de salida de la turbina Francis.

8.4.3.- RODETE.

Está formado por sus propios álabes, los cuales están engastados en un plato perpendicular al eje de la máquina, de cuyo plato arrancan siguiendo la dirección axial, tomando en forma progresiva el alabeo y abriéndose hacia la dirección radial. Está diseñado en tal forma que puede soportar la masa propia, adicionalmente a la masa de la flecha y demás accesorios en el caso de que ésta se desconecte del generador y el conjunto quede apoyado en el anillo de descarga.



Fig.16.- Rodete de una turbina tipo Francis.

8.4.4.-FLECHA.

Transmite fuerzas desde la rueda motriz de la turbina al rotor del generador, la flecha está fabricada de acero forjado y está tratada térmicamente en forma apropiada y viene con los acoplamientos de bridas forjadas íntegramente para ser conectada a la rueda motriz de la turbina y también al rotor del generador.



Fig.17.- Flecha de una turbina tipo Francis

8.4.5.- TUBO DE DESFOGUE.

Da salida al agua de la tubería y al mismo tiempo procura una ganancia en carga estática hasta el valor de la presión atmosférica debido a su forma diferente, se tiene así a la salida del rotor una presión más baja.

8.4.6.- CHUMACERA GUÍA TURBINA.

La chumacera guía, es el conjunto formado por segmentos verticales de acero fundido, forradas de metal babbit o antifricción, pulidas debidamente para su montaje sobre la flecha, que conforman el elemento mecánico. La chumacera guía turbina, retiene a la flecha justo en el centro y sostiene las cargas hidráulicas y mecánicas desequilibradas de las partes rotatorias de la máquina. Los segmentos de la chumacera guía turbina, están sumergidos en aceite ISO VG 68 dentro de la cuba.



Fig. 18.- Vista interior de la cuba de la chumacera guía turbina

La chumacera es enfriada por medio de un sistema indirecto agua-aceite, compuesto por dos intercambiadores de calor agua – aceite, interconectados para permitir su mantenimiento sin sacar de servicio la unidad.

Los intercambiadores están instalados fuera del foso de la turbina en el nivel 202.70 m. en conjunto con dos motobombas que se encargan de circular el aceite a través de la chumacera guía turbina pasando por el intercambiador principal y el filtro de aceite. La temperatura del aceite, no debe exceder los 50°C, la temperatura de los segmentos, no debe exceder los 70°C.



Fig. 19.- Dispositivo de enfriamiento de la chumacera guía turbina, que consta de: Dos bombas y dos intercambiadores de calor y un filtro para el aceite.

9.- INTERCAMBIADORES DE CALOR.

Un intercambiador de calor, es un dispositivo diseñado para transferir calor entre dos medios que estén separados por una barrera o que se encuentren en contacto. Se debe tener en cuenta que el calor sólo se transfiere en una sola dirección, del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura, al encontrarse ambos fluidos en contacto térmico con las paredes metálicas que los separan. Son parte esencial en los dispositivos de aire acondicionado y refrigeración, plantas generadoras de energía y procesos químicos.

9.1.- LAS APLICACIONES DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR SON MUY VARIADAS POR LO QUE A CONTINUACIÓN SE MENCIONAN ALGUNAS:

- ✚ Intercambiador de calor: Realiza la función doble de calentar y enfriar dos fluidos.
- ✚ Condensador: Condensa un vapor o mezcla de gases.
- ✚ Enfriador: Enfriar un fluido por medio de agua.
- ✚ Calentador: Aplica calor sensible a un fluido.
- ✚ Vaporizador: Un calentador que vaporiza parte de los líquidos.

9.2.- CLASIFICACIÓN POR EL TIPO DE PROCESO.

Pueden ser clasificados como de contacto directo o indirecto.

En el primero, la transferencia de calor se lleva a cabo entre los dos fluidos tales como gas y líquido por contacto directo. En el segundo tipo, tales como en radiadores de los automóviles, el fluido caliente y frío son separados por una superficie. No existe mezcla entre fluidos.

Las distintas aplicaciones de la Transferencia de Calor requieren distintos accesorios y configuraciones para dicha transferencia y también a cada necesidad, por tales motivos éstos tienen diferentes restricciones y es el resultado de numerosos diseños de intercambiadores de calor.

9.3.- TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR MÁS IMPORTANTES:

- ✚ Intercambiadores de doble tubería.
- ✚ Intercambiadores enfriados por aire.
- ✚ Intercambiadores de tipo placa.
- ✚ Intercambiadores de casco y tubo.
- ✚ Intercambiadores de calor compacto.

9.3.1.- INTERCAMBIADORES DE TUBERÍA DOBLE.

El tipo más simple de intercambiador de calor consta de dos tubos concéntricos de diámetros diferentes, como se muestra en la figura 18, llamado intercambiador de calor de tubo doble.

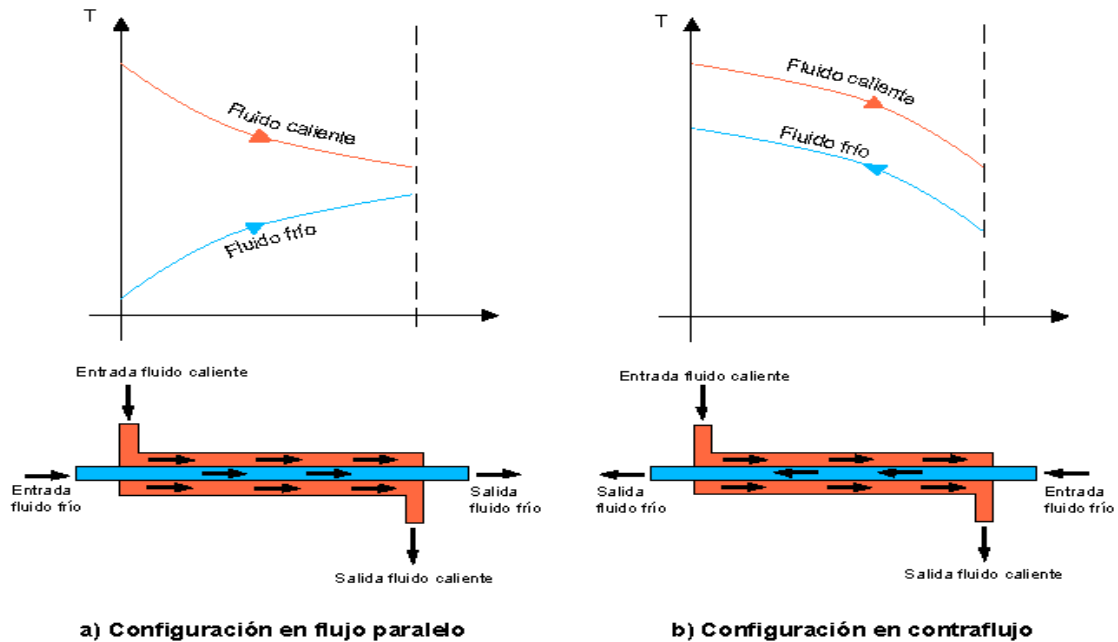


Fig. 20.- Configuraciones en flujo paralelo y contraflujo.

En un intercambiador de este tipo, uno de los fluidos pasa por el tubo más pequeño, en tanto que el otro lo hace por el espacio anular entre los dos tubos. En un intercambiador de calor de tubo doble son posibles dos tipos de disposición del flujo: En el flujo paralelo los dos fluidos, el frío y el caliente, entran en el intercambiador por el mismo extremo y se mueven en la misma dirección. Por otra parte, en el contraflujo los fluidos entran en el intercambiador por los extremos opuestos y fluyen en direcciones opuestas.

En un intercambiador de calor en flujo paralelo, la temperatura de salida del fluido frío nunca puede ser superior a la temperatura de salida del fluido caliente. En un intercambiador de calor contraflujo, la temperatura de salida del fluido frío puede ser superior a la temperatura de salida del fluido caliente. El caso límite se tiene cuando la temperatura de salida del fluido frío es igual a la temperatura de entrada del fluido caliente. La temperatura de salida del fluido frío nunca puede ser superior a la temperatura de entrada del fluido caliente.

9.3.2.- INTERCAMBIADOR DE CALOR COMPACTO.

Otro tipo de intercambiador de calor, diseñado específicamente para lograr una gran área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen, es el compacto. La

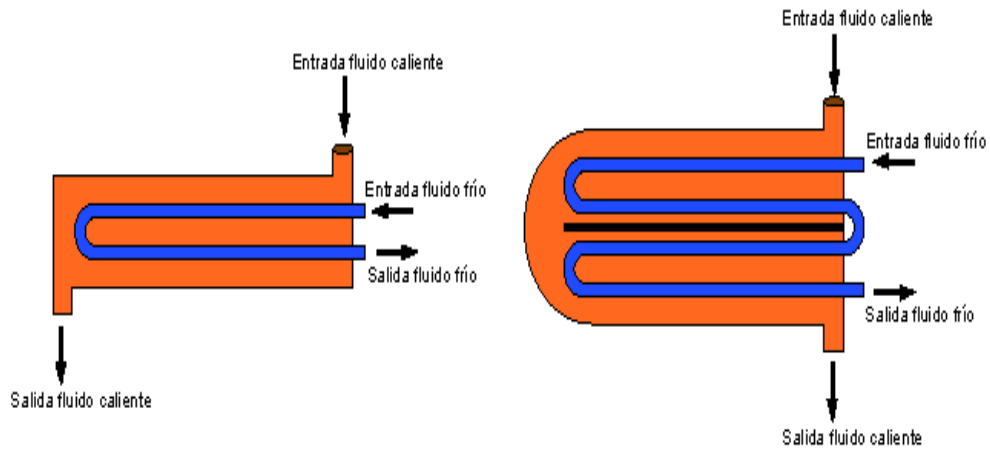
razón entre el área superficial de transferencia de calor de un intercambiador y su volumen se llama *densidad de área* β . Un intercambiador de calor con $\beta > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ se clasifica como compacto. Ejemplos de intercambiadores de calor compactos son los radiadores de automóviles ($\beta \approx 1000 \text{ m}^2/\text{m}^3$). Los intercambiadores compactos permiten lograr velocidades elevadas de transferencia de calor entre dos fluidos en un volumen pequeño y son de uso común en aplicaciones con limitaciones estrictas con respecto al peso y el volumen de esos aparatos. La gran área superficial en los intercambiadores compactos, se obtiene sujetando placas delgadas o aletas corrugadas con poco espacio entre sí a las paredes que separan los dos fluidos. Los intercambiadores compactos son de uso común en la transferencia de calor de gas hacia gas y de gas hacia líquido, para contrarrestar el bajo coeficiente de transferencia de calor asociado con el flujo de gases mediante una mayor área superficial.

9.3.3.- INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBOS Y CASCO.

Estos intercambiadores de calor contienen un gran número de tubos empacados en un casco con sus ejes paralelos al de este. La transferencia de calor tiene lugar a medida que uno de los fluidos se mueve por dentro de los tubos, en tanto que el otro se mueve por fuera de estos, pasando por el casco.

Es común la colocación de desviadores en el casco para forzar al fluido a moverse en dirección transversal a dicho casco con el fin de mejorar la transferencia de calor, y también para mantener un espaciamiento uniforme entre los tubos. A pesar de su extendido uso, no son adecuados para utilizarse en automóviles y aviones, debido a su peso y tamaño relativamente grande.

Los intercambiadores de casco y tubos se clasifican todavía más, según el número de pasos que se realizan por el casco y por los tubos. Por ejemplo, los intercambiadores en los que todos los tubos forman una U en el casco se dice que son de un paso por el casco y dos pasos por los tubos. De modo semejante, a un intercambiador que comprende dos pasos en el casco y cuatro pasos en los tubos se le llama de dos pasos por el casco y cuatro pasos por los tubos.



a) 1 PASO POR EL CASCO - 2 PASOS POR LOS TUBOS b) 2 PASOS POR EL CASCO - 4 PASOS POR LOS TUBOS

Fig.21.- Clasificación por el número de pasos en un intercambiador de calor.



**Fig.22.- Intercambiador de calor de carcasa y tubos.
(Chumacera guía turbina)**

9.3.4.- INTERCAMBIADORES DE PLACAS Y ARMAZÓN.

Un tipo innovador de intercambiador de calor que ha encontrado un amplio uso, es el de placas y armazón, el cual consta de una serie de placas con pasos corrugados y aplastados para el flujo. Los fluidos caliente y frío fluyen en pasos alternados, de este modo, cada corriente de fluido frío, queda rodeada por dos corrientes de fluido caliente, lo que da por resultado una transferencia muy eficaz de calor. Así mismo, este tipo de intercambiador puede crecer al aumentar la demanda de transferencia de

calor, sencillamente montando más placas. Resulta muy apropiado para aplicaciones de intercambio de calor de líquido hacia líquido, siempre que las corrientes de los fluidos caliente y frío se encuentren más o menos a la misma presión.

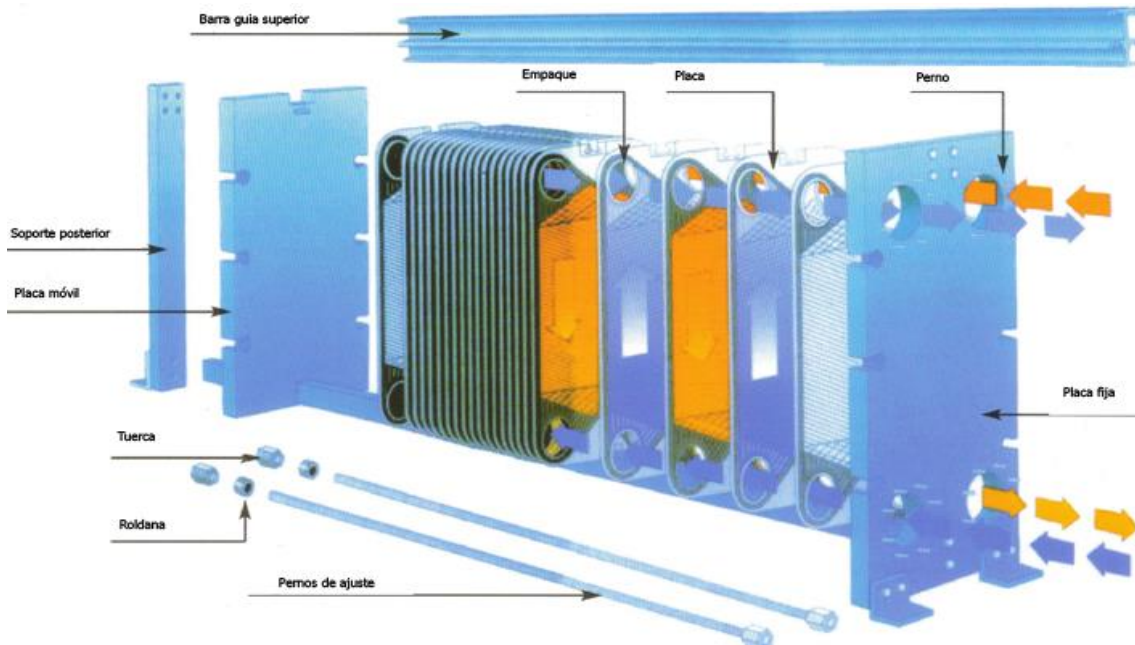


Fig.23.- Intercambiador de placas y armazón.

9.3.5.- INTERCAMBIADORES ENFRIADOS POR AIRE.

Consiste en una serie de tubos situados en una corriente de aire, que puede ser forzada con ayuda de un ventilador. Los tubos suelen tener aletas para aumentar el área de transferencia de calor.

Puede ser de hasta 12 metros de largo y 2.5 de ancho.

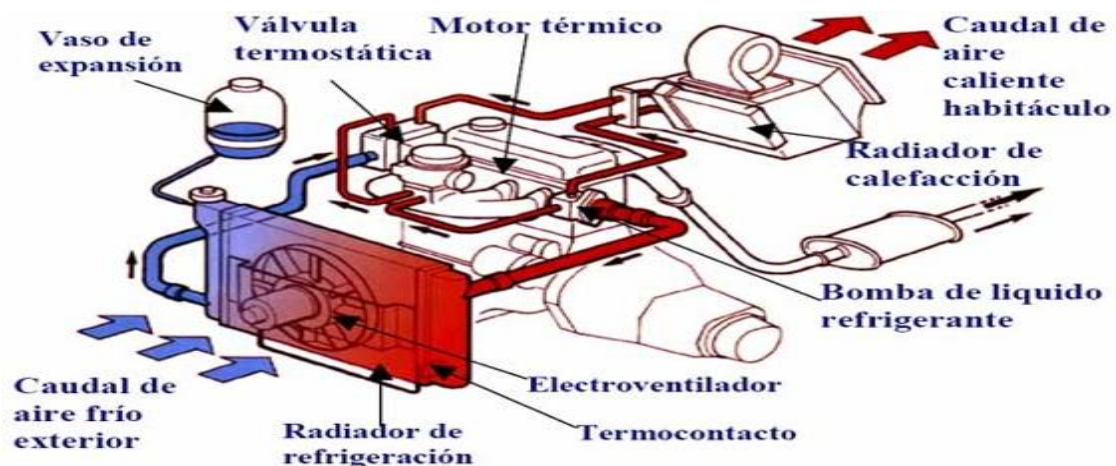


Fig.24.- Intercambiador enfriado por aire.

10.- TRANSFERENCIA DE CALOR.

10.1.-CONCEPTOS FUNDAMENTALES.

Se define calor como la forma de la energía, que se puede transferir de un sistema a otro, como resultado de la diferencia de temperaturas. Un análisis termodinámico se interesa en la cantidad de transferencia de calor conforme un sistema pasa por un proceso, de un estado de equilibrio a otro.

La ciencia que trata la determinación de las velocidades de esas transferencias de energía, es la Transferencia de Calor. La transferencia de energía como calor, siempre se produce del medio que tiene la temperatura más elevada hacia la temperatura más baja, y la transferencia de calor se detiene cuando los dos medios alcanzan la misma temperatura.

El calor puede transferirse en tres modos diferentes.

- ✚ Conducción.
- ✚ Convección.
- ✚ Radiación.

10.2.- TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN.

La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de iteraciones entre esas partículas. La conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos o gases.

En los líquidos y gases la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio. En los sólidos se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una retícula y al transporte de energía por parte de los electrones libres.

La velocidad de la conducción de calor a través de un medio depende:

- ✚ La configuración geométrica.
- ✚ Espesor del material.
- ✚ Tipo de material.
- ✚ Diferencia de temperatura.

La conducción es la forma en que tiene lugar la transferencia de energía a escala molecular. Cuando las moléculas absorben energía térmica vibran sin desplazarse, aumentando la amplitud de la vibración conforme aumenta el nivel de energía. Esta vibración se transmite de unas moléculas a otras sin que tenga movimiento alguno.

Y se expresa de la siguiente manera.

$$q = -kA \frac{dt}{dx} \dots \dots \dots (1)$$

Donde:

q = Flujo de calor, Watt

k = Constante de conductividad térmica del material, $\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

A = Área de transferencia de calor, m^2

$\frac{dt}{dx}$ = Es el gradiente de temperatura en la dirección del flujo de calor, $\frac{^\circ C}{m}$

Esta ecuación se llama ley de Fourier de la conducción de calor, en honor de J. Fourier.

El calor es conducido en la dirección de la temperatura decreciente, y el área A de transferencia de calor es perpendicular a las líneas de flujo de calor.

10.3.- CONDUCTIVIDAD TÉRMICA.

La conductividad térmica k , es una medida de la capacidad de un material para conducir calor.

La conductividad térmica de un material, se puede definir como la velocidad de transferencia de calor a través de un espesor unitario del material por unidad de área por unidad de diferencia de temperatura.

Un valor elevado para la conductividad térmica, indica que el material es un buen conductor y un valor bajo, indica que es un mal conductor o que es un aislante.

A diferencia de los metales, los cuales son buenos conductores de la electricidad y el calor, los sólidos cristalinos, como el diamante y los semiconductores como el silicio, son buenos conductores del calor, pero malos conductores eléctricos. Estos materiales encuentran un uso muy amplio en la electrónica.

Se esperaría que una aleación hecha de dos metales de conductividades térmicas k_1 y k_2 , tengan una conductividad k entre k_1 y k_2 . Pero este resulta no ser el caso. La conductividad térmica de una aleación de dos metales, suele ser mucho más baja que la de cualquiera de los dos metales.

La dependencia con respecto a la temperatura de la conductividad térmica, causa complejidad considerable en el análisis de la conducción. Por lo tanto, es común evaluar la conductividad térmica k a la temperatura promedio y tratarla como constante en los cálculos.

Las conductividades térmicas de los materiales varían con la temperatura. Esta variación sobre ciertos rangos de temperatura es despreciable para algunos materiales, pero significativa para otros.

10.4.- TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN.

La convección, es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacentes que están en movimiento y comprenden los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. Entre más rápido es el movimiento del fluido, mayor es la transferencia de calor por convección.

En ausencia de cualquier movimiento masivo del fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es por conducción pura.

Existen dos fenómenos de transferencia de calor por convección:

Recibe el nombre de convección forzada si el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos como un ventilador, una bomba o el viento.

Se dice que es convección natural o libre, si el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje que son inducidas por las diferencias de densidad debido a la variación de la temperatura en ese fluido.

La rapidez de la transferencia de calor por convección, es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa en forma conveniente por la ley de enfriamiento de Newton como:

$$q = h A_s (T_s - T_\infty) \dots \dots \dots (2)$$

Donde:

q = Flujo de calor, Watt

h = Es el coeficiente de transferencia de calor por convección, en $W / (m^2 \cdot ^\circ C)$

A_s = Es el área superficial a través de la cual tiene lugar la transferencia de calor por convección, m^2 .

T_s = Es la temperatura de la superficie, $^\circ C$

T_∞ = Es la temperatura del fluido, $^\circ C$

El coeficiente de transferencia de calor por convección h se determina en forma experimental considerando:

- ✚ La configuración geométrica de la superficie.
- ✚ La naturaleza del movimiento del fluido, las propiedades y la velocidad del fluido.

11.- CLASIFICACIÓN DE LOS FLUJOS DE FLUIDOS.

La transferencia de calor por convección, está íntimamente ligada a la mecánica de fluidos, que es la ciencia que trata del comportamiento de los fluidos en reposo o en movimiento y de su interacción con sólidos o con otros fluidos en las fronteras. Hay muchas formas de clasificar los problemas de flujo de fluidos y, a continuación, se presentan algunas categorías generales.

11.1.- FLUJO VISCOSO.

Cuando dos capas de fluido se mueven en relación con la otra, se desarrolla una fuerza de fricción entre ellas y la más lenta trata de desacelerar a la más rápida. Esta resistencia interna al flujo se llama viscosidad, la cual es una medida de la adherencia interna del fluido. La viscosidad es causada por las fuerzas de cohesión entre las moléculas en los líquidos, y por las colisiones moleculares, en los gases. No existe fluido con viscosidad cero y, como consecuencia, todos los de flujos de fluidos comprenden efectos viscosos en algún grado. Los flujos en los cuales los efectos de la viscosidad son significativos se llaman flujos viscosos. En algunos fluidos los efectos de la viscosidad son muy pequeños, y al despreciarlos se simplifica mucho el análisis sin mucha pérdida de precisión. Esos flujos idealizados con fluidos de viscosidad cero se llaman flujos no viscosos o sin fricción.

11.2.- FLUJO INTERNO.

El flujo de un fluido se clasifica como interno o externo, dependiendo de si ese fluido se fuerza a fluir en un canal confinado o sobre una superficie. El flujo de fluido no limitado sobre una superficie, como una placa, un alambre o un tubo es flujo externo. El flujo en un tubo o ducto es flujo interno, si ese fluido está limitado por completo por superficies sólidas. El flujo de líquidos en un tubo se conoce como flujo en canal abierto si ese tubo está parcialmente lleno con el líquido y se tiene una superficie libre. El flujo de agua en los ríos y zanjas de irrigación es un ejemplo de ese flujo.

11.3.- FLUJO COMPRESIBLE.

El flujo de un fluido se clasifica como compresible o incompresible dependiendo de la variación en la densidad de ese fluido durante el flujo. Las densidades de los líquidos son en esencia constantes y, en consecuencia, el flujo de líquidos es típicamente incompresible. Por lo tanto, los líquidos suelen clasificarse como sustancias incompresibles. Por ejemplo, una presión de 210 atm, causara que la densidad del agua líquida a 1 atm, cambie en solo 1%. Por otra parte, los gases son inmensamente compresibles.

11.4.- FLUJO LAMINAR.

Algunos flujos son suaves y ordenados, mientras que otros son más bien caóticos.

El movimiento intensamente ordenado de un fluido, caracterizado por líneas suaves de corrientes, se llama laminar. El flujo de los fluidos de alta viscosidad, como los aceites a bajas velocidades, es típicamente laminar. El movimiento intensamente desordenado de un fluido, que por lo general ocurre a velocidades elevadas caracterizado por fluctuaciones en la velocidad, se llama turbulento. El flujo

de fluidos de baja viscosidad, como el aire a altas velocidades, es típicamente turbulento. El régimen de flujo influye con intensidad en las velocidades de la transferencia de calor y la potencia requerida para el bombeo.

11.5.- FLUJO NATURAL.

Se dice que el flujo de un fluido es natural o forzado dependiendo de la manera en que se indica el movimiento del mismo. En el flujo forzado un fluido se fuerza a fluir sobre una superficie o en tubo por medios externos, como una bomba. En los flujos naturales cualquier movimiento del fluido se debe a un medio natural, como el efecto de flotación, el cual se manifiesta como la subida del fluido más caliente y la caída del más frío. Este efecto de termosifón es de uso común para reemplazar a las bombas en los sistemas de calentamiento solar del agua.

11.6.- FLUJO ESTACIONARIO.

En Ingeniería se usan con frecuencia los términos estacionarios estable y uniforme y, como consecuencia, es importante entender con claridad sus significados. El término estacionario o estable implica que no hay cambio con el tiempo. Lo opuesto a lo estacionario es transitorio. Sin embargo, el término uniforme implica que no hay cambio con el lugar sobre una región específica.

Muchos aparatos, como las turbinas, los compresores, las calderas, los condensadores y los intercambiadores de calor, operan durante largos periodos en las mismas condiciones y se clasifican como aparatos de flujo estacionario. Durante el flujo estacionario, las propiedades del fluido pueden cambiar de punto a punto dentro de un aparato pero, en cualquier punto fijo, permanecen constantes.

12.- DETERMINACION DE FLUJOS LAMINAR Y TURBULENTOS EN TUBERIAS.

El flujo en un tubo puede ser laminar o turbulento, dependiendo de las condiciones del mismo. El flujo de fluidos sigue líneas de corrientes y, como consecuencia, es laminar a velocidades bajas, pero se vuelve turbulento conforme se incrementa la velocidad más allá de un valor crítico. La transición de flujo laminar a turbulento no ocurre de manera repentina; más bien, se presenta sobre algún intervalo de velocidad, donde el flujo fluctúa entre laminar y turbulento antes de volverse por completo turbulento. La mayor parte de los flujos en tubos que se encuentra en la práctica son turbulentos. El flujo laminar se encuentra cuando los fluidos son intensamente viscosos, como los

aceites, fluyen en tubos de diámetro pequeño o pasos angostos. Para el flujo en tubo circular, el número de Reynolds, se define como:

$$Re = \frac{\rho V_m D}{\mu} = \frac{V_m D}{\nu} \dots \dots (3)$$

Donde:

V_m = Es la velocidad media del fluido, $\frac{m}{s}$

D = Es el diámetro del tubo, m

$\nu = \mu/\rho$, es la viscosidad cinemática del fluido, $\frac{m^2}{s}$

Resulta conveniente tener valores precisos de los números de Reynolds para los flujos laminar, de transición y turbulento, pero, en la práctica, este no es el caso. Esto se debe a que la transición del flujo laminar a turbulento también depende del grado de perturbación que ese flujo recibe por parte de la aspereza de la superficie, las vibraciones del tubo y las fluctuaciones en el flujo. En las condiciones más prácticas, el flujo en un tubo es laminar para $Re < 2300$, turbulento para $Re > 4000$ y, en los valores intermedios, de transición; es decir,

$$\begin{array}{ll} Re < 2300 & \textit{flujo laminar} \\ 2300 \leq Re \leq 4000 & \textit{flujo en transicion} \\ Re > 4000 & \textit{flujo turbulento} \end{array}$$

12.1.- Número de Reynolds.

La transición de flujo laminar a turbulento depende de la configuración geométrica de la superficie, de su aspereza, de la velocidad de la corriente libre, de la temperatura de la superficie y del tipo de fluido, entre otras cosas. Después de la realización de experimentos exhaustivos en la década de 1880, Osborn Reynolds, descubrió que el régimen de flujo depende principalmente de la razón de las fuerzas de inercia, con respecto a las fuerzas viscosas en el fluido. Esta razón se conoce como número de Reynolds, el cual es una cantidad adimensional.

En los números grandes de Reynolds las fuerzas de inercia, que son proporcionales a la densidad y a la velocidad del fluido, son grandes en relación con las fuerzas viscosas y, por tanto, estas últimas no pueden impedir las fluctuaciones aleatorias y rápidas de ese fluido.

Sin embargo, en los números pequeños de Reynolds las fuerzas viscosas son suficientemente grandes como para vencer a las de inercia y mantienen al fluido en línea. Por consiguiente, en el primer caso el flujo es turbulento y en el segundo es laminar.

12.2.- Número de Nuseelt.

En los estudios sobre convección, es práctica común quitar las dimensiones a las ecuaciones que rigen y combinar las variables, las cuales se agrupan en números adimensionales, con el fin de reducir el número de variables totales. También es práctica común quitar las dimensiones del coeficiente de transferencia de calor por convección h con el número de Nuseelt, que se define como:

$$Nu = \frac{hL}{k} \dots \dots \dots (4)$$

Donde k es la conductividad térmica del fluido y L es la longitud característica. Este número recibió el nombre en honor de Wilhelm Nuseelt, quien realizó contribuciones significativas a la transferencia de calor por convección durante la primera mitad del siglo XX, y se definió como el coeficiente adimensional de transferencia de calor por convección.

Para comprender el significado físico del número de Nuseelt, consideramos una capa de fluido L y diferencia de temperatura $\Delta T = T_2 - T_1$, como se muestra en la figura.

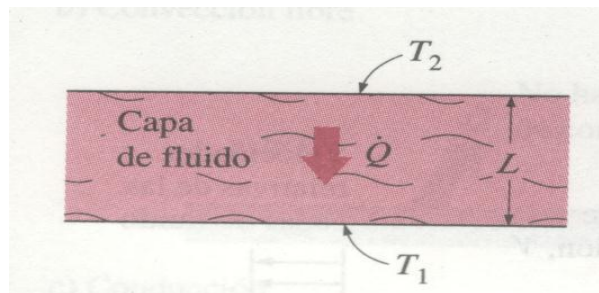


Fig.25.- Transferencia de calor a través de una capa de fluido de espesor L y diferencia de temperaturas ΔT .

La transferencia de calor a través de la capa de fluido será por convección cuando esta última tenga algún movimiento y por conducción cuando esté inmóvil. En cualquiera de los dos casos, el flujo de calor

(La velocidad de transferencia de calor por unidad de tiempo por unidad de área superficial) será,

$$Q_{conv} = h\Delta T \dots \dots \dots (5)$$

$$Q_{cond} = k \frac{\Delta T}{L} \dots \dots \dots (6)$$

Donde:

$$Q_{conv} = \frac{W}{m^2}$$

$$Q_{cond} = \frac{W}{m^2}$$

Al dividir ambas ecuaciones obtenemos;

$$\frac{Q_{conv}}{Q_{cond}} = \frac{h\Delta T}{k \frac{\Delta T}{L}} = \frac{hL}{k} = Nu \dots \dots (7)$$

Lo cual es el número de Nuseelt. Por lo tanto, el número de Nuseelt representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como el resultado de la convección en relación con la conducción a través de la misma capa. Entre mayor sea el número de Nuseelt, más eficaz es la convección.

12.3.- Número de Prandtl.

La mejor manera de describir el espesor relativo de la capa límite de velocidad y térmica, es por medio del parámetro número de Prandtl adimensional, definido como;

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \dots \dots (8)$$

Donde:

Pr = Prandtl.

μ = Viscosidad absoluta, $\frac{kgm}{h-m}$

C_p = Calor específico, $\frac{Kcal}{kgm-^{\circ}C}$

k = Conductividad térmica, $\frac{Kcal}{h.m.^{\circ}C}$

Su nombre se debe a Ludwing Prandtl, quien introdujo el concepto de la capa límite, y realizó colaboraciones significativas a la teoría de la capa límite. Los números de Prandtl de los fluidos, van desde menos 0.01 para los metales líquidos, hasta más de 100,000 para los aceites pesados.

Los números de Prandtl para los gases, son de alrededor de 1, lo cual indica que tanto la cantidad de movimiento como el calor se disipan a través del fluido a más o menos la misma velocidad. El calor se difunde con mucha rapidez en los metales líquidos ($Pr \ll 1$) y con mucha lentitud en los aceites ($Pr \gg 1$) en relación con la cantidad de movimiento. Como consecuencia, la capa límite térmica es mucho más gruesa para los metales líquidos y mucho más delgada para los aceites, en relación con la capa límite de la velocidad.

13.- CONVECCION INTERNA FORZADA.

13.1.- Velocidad media.

En el flujo interno no se tiene corriente libre y, como consecuencia, se necesita una alternativa. La velocidad de un fluido en un tubo cambia desde cero en la superficie, en virtud de la condición de no deslizamiento, hasta un máximo en el centro del propio

tubo. Por lo tanto, resulta conveniente trabajar con una velocidad promedio o media \mathcal{V}_m , la cual permanece constante para el flujo cuando el área de la sección transversal del tubo es constante.

La velocidad media en las aplicaciones reales de calefacción y enfriamiento pueden cambiar un tanto a causa de los cambios en la densidad con la temperatura. Pero en la práctica se evalúan las propiedades del fluido a alguna temperatura promedio y se tratan como constantes. Por lo común, la conveniencia de trabajar con propiedades constantes justifica con creces la ligera pérdida de precisión en los cálculos.

El valor de la velocidad media \mathcal{V}_m , en un tubo, se determina a partir del requisito de que se debe satisfacer el principio de la conservación de la masa. Es decir,

$$\dot{m} = \rho \mathcal{V}_m \mathcal{A}_c = Q_c \rho \dots \dots \dots (9)$$

Donde \dot{m} es el gasto de masa, ρ es la densidad \mathcal{A}_c es el area de la sección transversal.

Por lo tanto, cuando se conoce el gasto de masa y el perfil de velocidades, la velocidad media se puede determinar con facilidad.

13.2.- Flujo laminar en tubos.

Para un tubo circular de longitud L sujeto a temperatura superficial constante, el número promedio de Nuseelt para la región de entrada térmica se puede determinar a partir de (Edwards y otros, 1979),

$$Nu = \frac{h D}{k} = 3.66 + \frac{0.0668 \left(\frac{D}{L}\right) Re Pr}{1 + 0.04[(D/L)Re Pr]^{2/3}} \dots \dots \dots (10)$$

Las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura de película. La cual es la temperatura promedio de las temperaturas de la corriente libre (T_∞) y de la superficie (T_s).

$$T_m = \frac{(T_\infty - T_s)}{2} \dots \dots \dots (11)$$

13.3.- Flujo turbulento en tubos.

El flujo turbulento, se utiliza de manera común en la práctica debido a los coeficientes más altos de transferencia de calor asociados con él. Para el flujo turbulento completamente desarrollado en tubos lisos, se puede obtener una expresión más simple para el número de Nuseelt, la cual se presenta a continuación,

$$Nu = \frac{h D}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \dots \dots \dots (12)$$

Donde $n = 0.4$ para el calentamiento y 0.3 para el enfriamiento del fluido por el tubo, las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura media. Esta ecuación se conoce como ecuación de Dittus-Boelter (1930).

La relación del número de Nuseelt que acaba de darse son bastantes simples, pero pueden dar errores tan grandes como de 25%. Este error se puede reducir de manera considerable, hasta menos de 10%, mediante relaciones más complejas pero precisas, como la segunda ecuación de Petukhov, expresada como,

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re Pr}{1.07 + \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right) 12.7(f/8)^{0.5}} \dots \dots \dots (13)$$

Donde $f = 0.184Re^{-0.2}$ para el factor de fricción y,

$$(0.5 \leq Pr \leq 2000)$$

$$(10^4 < Re < 5 \times 10^6)$$

14.- CONVECCION EXTERNA FORZADA.

14.1.- Flujo alrededor de cilindros.

En general, los flujos a través de cilindros comprenden separación del flujo, el cual es difícil de manejar en forma analítica. Por lo tanto, los flujos de ese tipo deben estudiarse de manera experimental o numérica. De hecho, el flujo a través de cilindros ha sido estudiado de manera experimental por numerosos investigadores y se han desarrollado varias correlaciones empíricas para el coeficiente de transferencia de calor. A causa de la compleja naturaleza de los procesos de separación de la corriente, no es posible calcular analíticamente los coeficientes medios de transferencia de calor; sin embargo las correlaciones de los datos experimentales para gases de Hilpert y para líquidos de Knudsen y Katz indica Nu en corrientes, alrededor de cilindros, puede calcularse a partir de,

$$Nu_{cil} = \frac{hD}{k} = C R^m Pr^n \dots \dots \dots (14)$$

Churchill y Bernstein presentaron la propuesta siguiente,

$$Nu_{cil} = \frac{hD}{k} = 0.3 + \frac{0.62 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}} \dots \dots \dots (15)$$

Las relaciones para los cilindros antes dadas, son para un solo cilindro o para cilindros orientados, de tal forma, que el flujo sobre ellos no resulte afectado por la presencia de otros. Así mismo, son aplicables a superficies lisas. La aspereza superficial y la turbulencia de la corriente libre pueden afectar de manera significativa los coeficientes de resistencia y de transferencia de calor. La ecuación (14) proporciona una alternativa más simple para la ecuación (15) Para el flujo sobre cilindros, sin embargo la ecuación

(15) es más exacta y, como consecuencia, debe preferirse en los cálculos siempre que sea posible.

15.- COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR.

Por lo común un intercambiador de calor, está relacionado con dos fluidos que fluyen separados por una pared sólida.

En primer lugar, el calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared por convección, después a través de la pared por conducción y, por último, de la pared hacia el fluido frío de nuevo por convección.

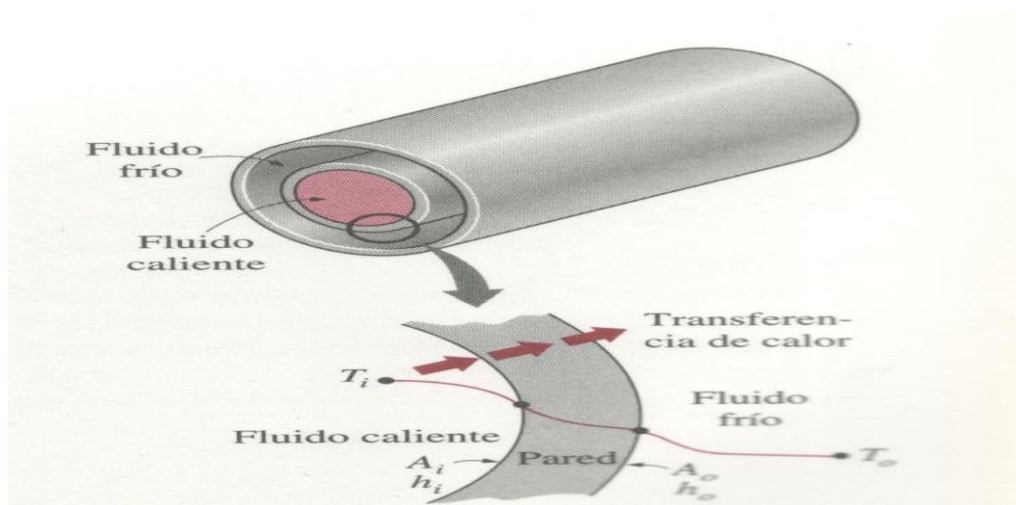


Fig.26.- Red de resistencias térmicas de un intercambiador de doble tubo.

En el estudio de los intercambiadores de calor, se supone que el tubo exterior, carcasa o casco, está perfectamente aislado térmicamente, es decir, no existe intercambio de calor con el exterior.

Entonces se puede considerar que, a efectos de transferencia de calor, el intercambiador se comporta como una pared cilíndrica (el tubo o tubos interiores) y cuyo coeficiente global de transferencia de calor tiene la siguiente expresión,

$$U = \frac{1}{\left[\frac{1}{2\pi r_i L h_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi L k} + \frac{1}{2\pi r_o L h_o} \right] A} \dots \dots \dots (16)$$

O lo que es lo mismo,

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{A_i h_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi L k} + \frac{1}{A_o h_o} \dots \dots \dots (17)$$

Donde:

A_i = Área de la superficie interior, m^2

A_o = Área de la superficie exterior de transferencia de calor, m^2

h_i = Coeficiente de transferencia de calor de película interior, $\frac{W}{m^2-^{\circ}C}$

h_o = Coeficiente de transferencia de calor de película exterior, $\frac{W}{m^2-^{\circ}C}$

En el caso de que la pared del tubo interior sea lo suficientemente delgada $A_i = A_o = A$. Si el material del que está hecho el tubo es buen conductor del calor la resistencia térmica debida a la conducción es despreciable, por lo tanto:

$$R_{cond} = \frac{Ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi Lk} \dots \dots \dots (18)$$

Donde:

$$R_{cond} = \frac{^{\circ}C}{Watt}$$

15.1.- Factor de incrustación.

El rendimiento de los intercambiadores de calor suele deteriorarse con el paso del tiempo como resultado de la acumulación de depósitos sobre las superficies de transferencia de calor. La capa de depósitos representa una resistencia adicional para esta transferencia y hace que disminuya la velocidad de la misma en un intercambiador. El efecto neto de estas acumulaciones sobre la transferencia de calor se representa por un factor de incrustación R_f el cual es una medida de la resistencia térmica introducida por la incrustación.

El tipo más común de incrustaciones es la precipitación de depósitos sólidos que se encuentran en un fluido sobre las superficies de transferencia de calor.

Los depósitos minerales se forman sobre las superficies interiores de los finos tubos de un intercambiador de calor y el efecto perjudicial que pueden tener sobre el área de paso del flujo y sobre la transferencia de calor. Con el fin de evitar este problema potencial, el agua en las plantas generadoras y de procesos se trata en forma extensa y se elimina su contenido sólido antes de permitir que circule por el sistema. En las aplicaciones, la incrustación debe considerarse en el diseño y selección de los intercambiadores de calor. En esas aplicaciones puede ser necesario seleccionar un intercambiador más grande y, por ende, más caro, para garantizar que satisfaga los requisitos de diseño de transferencia de calor incluso después de que ocurra la incrustación. La limpieza periódica de los intercambiadores y el tiempo de suspensión de actividades resultantes son inconvenientes adicionales asociados con la incrustación. Es obvio que el factor de incrustación es cero para un nuevo intercambiador, y aumenta con el tiempo a medida que se acumulan los depósitos sólidos sobre la superficie del mismo. El factor de incrustación depende de la temperatura de operación y de la velocidad de los fluidos, así como de la duración del

servicio. La incrustación se incrementa al aumentar la temperatura y disminuir la velocidad. La relación del coeficiente global de transferencia de calor dada en la ecuación (15) es válida para superficies limpias y es necesario modificarla para tomar en cuenta los efectos de incrustación sobre las superficies interior y exterior del tubo. Para un intercambiador de calor de casco y tubos se puede expresar como,

$$\frac{1}{UA_s} = R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{R_{fo}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \dots \dots \dots (19)$$

16.- METODO DE LA TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA (LMTD).

Si consideramos el intercambiador de calor de doble tubería mostrado en la figura 27.

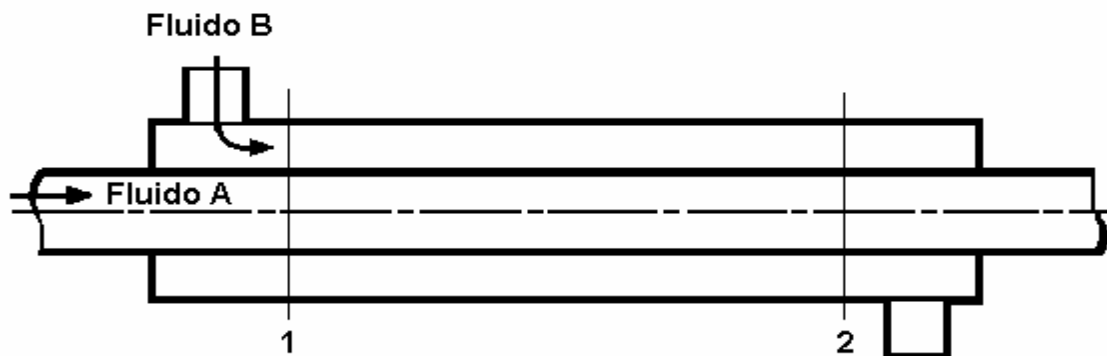


Fig.27.- Figura de un intercambiador de flujos paralelos

Los fluidos pueden circular tanto en corrientes paralelas como a contracorriente, y los perfiles de temperaturas en estos dos casos se indican en la figura 28.

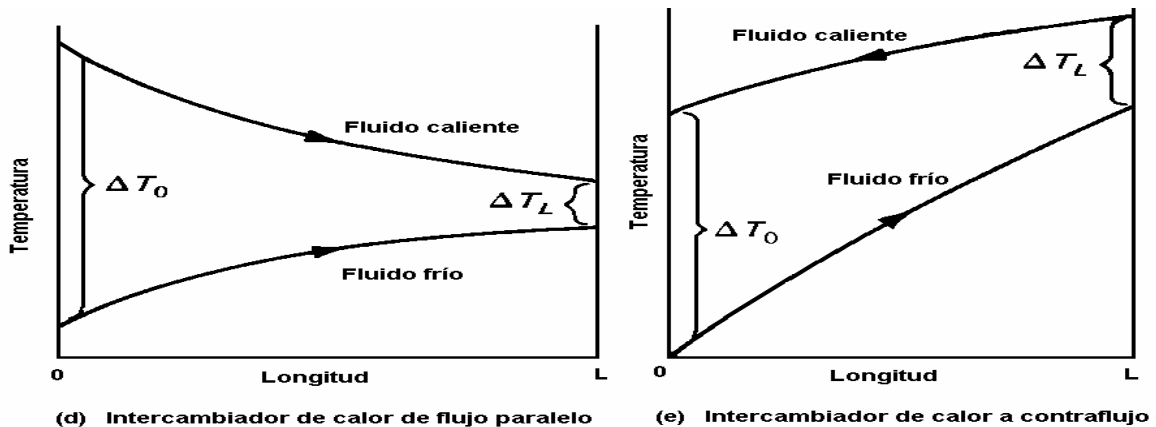


Fig.28.- Diferencias de temperaturas entre fluidos fríos y calientes.

Se pretende calcular la transferencia de calor en este dispositivo de doble tubería mediante,

$$q = UA\Delta T_m \dots \dots \dots (20)$$

Donde,

q =Flujo de calor, Watt

U = Coeficiente global de transferencia de calor, $\frac{Watt}{m^2 \cdot ^\circ C}$

A = Superficie de intercambio de calor, m^2

ΔT_m = Temperatura media logarítmica, $^\circ C$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \dots \dots \dots (21)$$

Los valores de ΔT_1 y ΔT_2 son diferentes dependiendo si la configuración es, en flujo paralelo o en contraflujo.

En caso de flujo paralelo: $\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,ent}$; $\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,sal}$.

En caso de contraflujo: $\Delta T_1 = T_{c,ent} - T_{c,sal}$; $\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent}$.

$T_{h,ent}$ = Temperatura de entrada del fluido caliente.

$T_{h,sal}$ = Temperatura de salida del fluido caliente.

$T_{c,ent}$ = Temperatura de entrada del fluido frío.

$T_{c,sal}$ = Temperatura de salida del fluido frío.

Esta diferencia de temperaturas recibe el nombre de diferencia de temperaturas media logarítmica (LMTD). Dicho en palabras, es la diferencia de temperaturas en un extremo del intercambiador de calor, menos la diferencia de temperaturas en el otro extremo del intercambiador de calor , dividido entre el logaritmo neperiano del cociente de estas dos diferencias de temperaturas.

Pero también de acuerdo a los principios de transferencia de calor, la cantidad de energía transportada por el fluido caliente debe ser la misma absorbida por el fluido frío, cuando esto ocurre, las temperaturas se quedan constantes y el sistema se equilibra, es decir,

Esto es,

$$q_h = \dot{m}C_p\Delta T \dots \dots \dots (22)$$

$$q_h = \frac{KJ}{h}$$

\dot{m} =Flujo másico del aceite, $\frac{Kgm}{h}$

C_p =Calor específico del aceite, $\frac{KJ}{Kg \cdot ^\circ C}$

ΔT =Diferencia de temperatura del aceite, $^\circ C$

Lo mismo pasa con el agua en la tubería del intercambiador de calor,

$$q_c = \dot{m}C_p\Delta T \dots \dots \dots (23)$$

q_c = Flujo de calor, Watts

\dot{m} = Flujo másico del agua, $\frac{Kgm}{h}$

C_p = Calor específico del agua, $\frac{KJ}{Kg-^{\circ}C}$

ΔT = Diferencia de temperatura del agua, $^{\circ}C$

17.- USO DEL FACTOR DE CORRECCION.

La relación para la diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_m descrita anteriormente sólo se limita a los intercambiadores de flujo paralelo o contraflujo. Pero las expresiones resultantes son demasiadas complicadas debido a las complejas condiciones de flujo.

En esos casos resulta conveniente relacionar la diferencia equivalente de temperatura con la relación de la diferencia media logarítmica para el caso de contraflujo, como,

$$\Delta T_m = F\Delta T_m, f_c \dots \dots \dots (24)$$

En donde f_c es el factor de corrección, el cual depende de la configuración geométrica del intercambiador y de las temperaturas de entrada y salida de las corrientes de fluido caliente y frío.

En las diferentes figuras se da el factor de corrección f_c para las configuraciones comunes de los intercambiadores de calor de flujo cruzado a contraflujo y tubos en función de las razones P y R entre dos temperaturas.

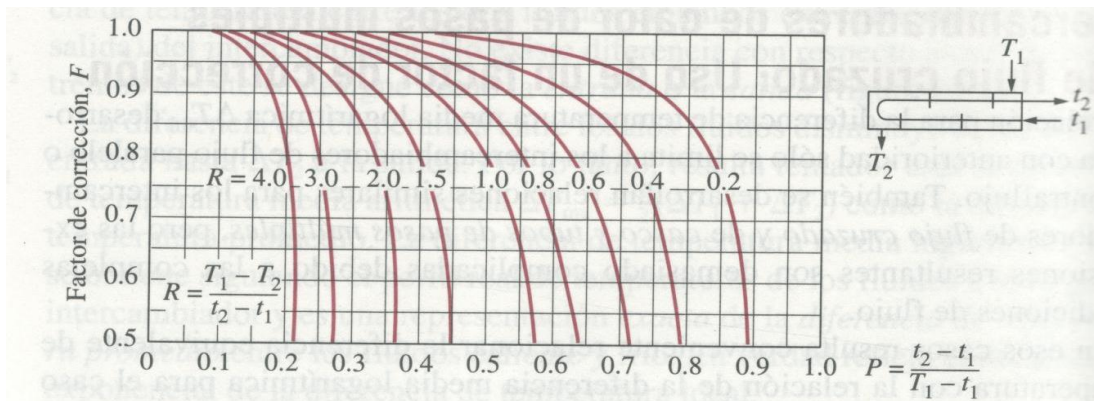


Fig.29.- Representación gráfica del factor de corrección de un intercambiador con un paso en carcasa y dos, cuatro, o cualquier múltiplo de pasos de tubo.

Donde P y R quedan definidas como,

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \dots \dots \dots (25)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \dots \dots \dots (26)$$

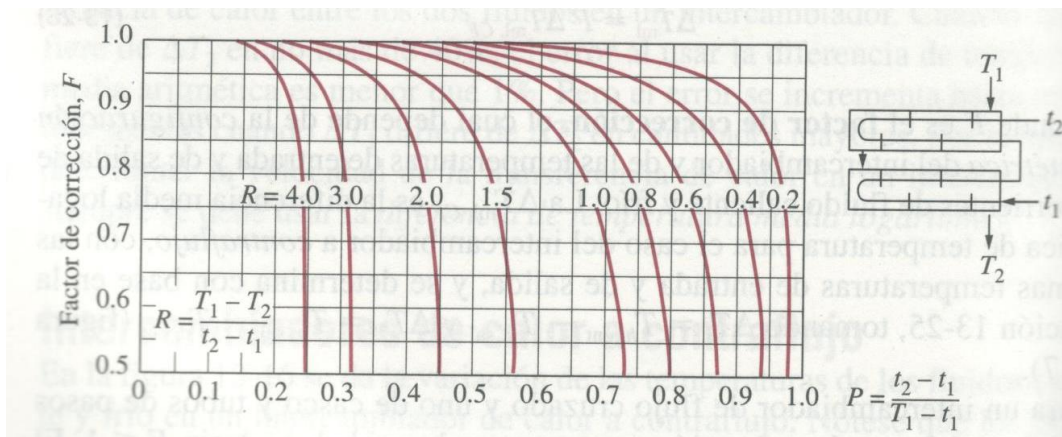


Fig.30.- Representación gráfica del factor de corrección de un intercambiador con dos pasos de carcasa y cuatro, ocho, o cualquier múltiplo de pasos de tubo.

Donde P y R quedan definidas como,

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \dots \dots \dots (27)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \dots \dots \dots (28)$$

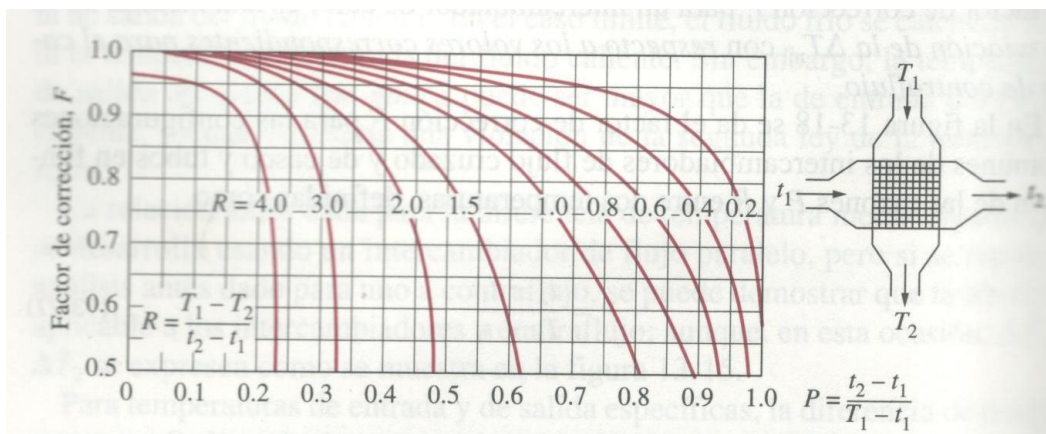


Fig.31.- Representación gráfica del factor de corrección de un intercambiador de corrientes cruzadas de paso único, con ambos fluidos sin mezclar.

Donde P y R quedan definidas como,

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \dots \dots \dots (29)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \dots \dots \dots (30)$$

Luego entonces la Ec. 14 queda representada como,

$$q = UAF\Delta T_m \dots \dots (31)$$

Donde F es el factor de corrección y ΔT_m es la temperatura media logarítmica.

18.- MEMORIA DE CÁLCULO.

Para calcular el cambio de velocidad de la transferencia de calor de los intercambiadores de calor, es necesario calcular el coeficiente global de transferencia de calor, para ello necesitamos las resistencias por conducción y convección que intervienen dentro del intercambiador de calor. Los datos y temperaturas del intercambiador de calor los podemos ver en la tabla 4 del anexo 4.

Primeramente calculamos la potencia del intercambiador de calor original, para corroborar si trabaja de manera eficiente.

18.1- CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR (CONVECCIÓN INTERNA FORZADA DEL AGUA).

Los subíndices c y h corresponden al fluido frío y caliente.

Cálculo de la velocidad media:

Sabemos que de la ecuación de continuidad tenemos que: $Q_c = A_c V_c$

Donde: $A_c = \frac{\pi d_i^2}{4}$ sustituyendo valores tenemos:

$$A_c = \frac{\pi}{4} (.0113m)^2 (256 \text{ tubos}) = 0.025673m^2$$

Teniendo como dato el caudal total que pasa por todos los tubos y el área despejamos V_c y sustituimos nos queda:

$$V_c = \frac{Q_c}{A_c} = \frac{4.1325E - 3 \frac{m^3}{seg}}{0.025673m^2} = .1609 \frac{m}{seg}$$

Propiedades del agua a temperatura media.

De la (Ec.11) tenemos que:

$$T_m = \frac{T_{c,ent} + T_{c,sal}}{2} = \frac{23 + 25.9}{2} = 24.45^\circ C$$

A partir de este valor encontramos las propiedades del agua.

De la tabla 5 del anexo 5 tomamos los datos de las propiedades del agua e interpolamos los siguientes valores a 24.45°C.

$T(^{\circ}C)$	$\rho \left(\frac{kg}{m^3}\right)$	$C_p \left(\frac{J}{kg.^{\circ}C}\right)$	$k \left(\frac{W}{m.^{\circ}C}\right)$	$\mu \left(\frac{kg}{m.^{seg}}\right)$	Pr
20	998	4182	.598	$1.002E - 3$	7.01
24.45	997.11	4180.22	.6060	.90321E - 3	6.2357
25	997	4180	.607	$.891E - 3$	6.14

Cálculo de la viscosidad cinemática:

$$v_c = \frac{\mu_c}{\rho_c} = \frac{9.0321E - 4 \frac{kg}{m.^{seg}}}{997.11 \frac{kg}{m^3}} = 9.0581E - 7 \frac{m^2}{seg}$$

Cálculo de flujo másico:

Sabiendo que: $\dot{m} = \rho_c V_c A_c = Q_c \rho_c$ y sustituyendo valores tenemos:

$$\dot{m} = \left(997.11 \frac{kg}{m^3}\right) \left(.1609 \frac{m}{seg}\right) (.025673m^2) = 4.1188 \frac{kg}{seg}$$

Número de Reynolds:

Calculamos ahora el número de Reynolds para conocer el régimen de circulación del flujo a través de la (Ec.3), y modificándola con respecto al flujo másico que circula para un solo tubo donde N es el número de tubos, tenemos que:

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D_i \mu_c N} = \frac{(4) \left(4.1188 \frac{kg}{seg}\right)}{\pi (0.0113m) \left(9.0321E - 4 \frac{kg}{m.^{seg}}\right) (256 \text{ tubos})} = 2007.12$$

$$Re < 2300 \therefore \text{flujo laminar.}$$

Número de Nuseelt:

Utilizando la (Ec.10) calculamos Nuseelt.

$$Nu_d = 3.66 + \frac{0.0668 \left(\frac{0.0113m}{1m}\right) (2007.12) (6.2357)}{1 + 0.04[(0.0113m/1m)(2007.12) (6.2357)]^{\frac{2}{3}}} = 8.1894$$

Sustituyendo Nu_d en la (Ec.5) y despejando para h_i tenemos que:

$$h_i = \frac{k}{D_i} (Nu_d) = \frac{\left(.6060 \frac{W}{m.^{\circ}C}\right)}{(0.0113m)} (8.1894) = 439.1838 \frac{W}{m^2.^{\circ}C}$$

18.2- CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR (CONVECCIÓN INTERNA FORZADA DEL ACEITE).

Las propiedades físicas del aceite fueron tomadas de la hoja de datos del intercambiador de calor, proporcionadas por el Departamento mecánico de la Central Hidroeléctrica. Se encuentran en la tabla 6 del anexo 6.

Viscosidad absoluta del aceite μ_h :

$$1.1368 \frac{gr}{seg.cm} \times \frac{1 kg}{1000gr} \times \frac{100cm}{1m} = .113686 \frac{kg}{seg.m} \times \frac{3600 seg}{1 h} = 409.2696 \frac{kg}{h.m}$$

Cálculo de Prandtl de la (Ec.8) tenemos que:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} = \frac{\left(409.2696 \frac{kg}{h.m}\right) \left(0.5045 \frac{Kcal}{kg \cdot ^\circ C}\right)}{0.123517 \frac{Kcal}{h.m \cdot ^\circ C}} = 1617.6444$$

Cálculo de Reynolds de la (Ec.3) tenemos que:

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D_o \mu_h} = \frac{(4) \left(7837.77 \frac{kg}{h}\right)}{\pi (0.127m) \left(409.2696 \frac{kg}{h.m}\right)} = 1919.94$$

$Re < 2300 \therefore$ flujo laminar.

Número de Nuseelt:

Ahora con el valor calculado de Reynolds calculamos Nuseelt de la (Ec.15) ya que es más exacta según los expertos en el tema.

$$Nu_{cil} = 0.3 + \frac{0.62 (1919.94)^{\frac{1}{2}} (1617.6444)^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{1617.6444}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{1919.94}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}} = 330.4398$$

Sustituyendo en (Ec.5) y despejando para h_o tenemos que:

$$h_o = \frac{k}{D_o} (Nu_{cil}) = \frac{\left(0.14365 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right)}{(0.0127m)} (330.4398) = 3737.6205 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Cálculo de la conducción en la pared del tubo, utilizando la (Ec.18)

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{0.0127}{0.0113}\right)}{2\pi(1m) \left(31.2 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right)} = 5.9580E - 4 \frac{^\circ C}{W}$$

18.3- CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

El cálculo del coeficiente global de transferencia de calor es a través de la (Ec.19).

Pero antes debemos calcular las áreas de contacto interna y externa

El factor de incrustación f del agua de río es de:

$$0.0002 \frac{m^2 h^\circ C}{Kcal}$$

El factor de incrustación f del aceite es de:

$$0.0003 \frac{m^2 h^\circ C}{Kcal}$$

$$A_i = \pi D_i L = \pi(0.0113m)(1m) = 0.03550m^2$$

$$A_o = \pi D_o L = \pi(0.0127m)(1m) = 0.03990m^2$$

$$R_{fi} = 0.0002 \frac{m^2 h^\circ C}{Kcal} \times \frac{0.0860Kcal}{h} \frac{1}{1W} = 0.000172 \frac{m^2 \circ C}{W}$$

$$R_{fo} = 0.0003 \frac{m^2 h^\circ C}{Kcal} \times \frac{0.0860Kcal}{h} \frac{1}{1W} = 0.000258 \frac{m^2 \circ C}{W}$$

Sustituyendo valores en (Ec.19) tenemos que:

$$\begin{aligned} \frac{1}{UA_s} = R &= \frac{1}{\left(439.1838 \frac{W}{m^2 \cdot \circ C}\right) (0.03550m^2)} + \frac{0.000172 \frac{m^2 \circ C}{W}}{0.03550m^2} + 5.9580E - 4 \frac{\circ C}{W} \\ &+ \frac{0.000258 \frac{m^2 \circ C}{W}}{0.03990m^2} + \frac{1}{\left(3737.6205 \frac{W}{m^2 \cdot \circ C}\right) (0.03990m^2)} = 0.0827522 \frac{\circ C}{W} \\ \therefore UA_s &= \frac{1}{0.0827522 \frac{\circ C}{W}} = \mathbf{12.0842 \frac{W}{\circ C}} \end{aligned}$$

Ahora debemos calcular la potencia máxima del intercambiador de calor a través de la (Ec.31).

$$q = UAF\Delta T_m$$

Calculamos la ΔT_m mediante la (Ec.21), sustituyendo valores tenemos:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(40 - 25.9) - (29.15 - 23)}{\ln\left(\frac{40 - 25.9}{29.15 - 23}\right)} = 9.5815^\circ C$$

Donde:

En caso de contraflujo: $\Delta T_1 = T_{c,ent} - T_{c,sal}$; $\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent}$

Ahora calculemos el factor de corrección F utilizando la (fig.25) con las ecuaciones 25 y 26 determinamos P y R.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{(29.15 - 40)}{(23 - 40)} = .6382$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{(23 - 25.9)}{(29.15 - 40)} = .2672$$

$$\therefore F = .93$$

Sustituyendo valores en la (Ec.31) tenemos:

$$q = UAF\Delta T_m = \left(12.0842 \frac{W}{\circ C}\right) (.93)(9.5815^\circ C)(256 \text{ tubos}) = \mathbf{27.566KW}$$

Sabemos que la potencia máxima del intercambiador de calor debe ser mayor a la potencia disipada, y de acuerdo al balance de energía para sistemas de flujo estacionario tenemos que:

$$q_h = \dot{m}C_p\Delta T = q_c = \dot{m}C_p\Delta T$$

Calculamos la potencia disipada sustituyendo valores ya sea en q_h o q_c , ya que estos valores deben ser iguales para que el sistema se encuentre equilibrado.

$$q_c = \dot{m}C_p\Delta T = \left(14866 \frac{kg}{h}\right) \left(4.1863 \frac{KJ}{kg \cdot ^\circ C}\right) (2.9^\circ C) = 180477.2538 \frac{KJ}{h}$$
$$180477.2538 \frac{KJ}{h} \times \frac{1h}{3600seg} = 50.13 \frac{KJ}{seg} = \mathbf{50.13KW}.$$

No se cumple con lo estipulado ya que $27.566KW < 50.13KW$ por lo tanto el intercambiador de calor **no tiene la potencia** necesaria para disipar el calor producido por la chumacera guía turbina.

Con los resultados anteriores se observa que no se cumple con lo estipulado, ya que las temperaturas y flujos (aceite y agua) de diseño no eran las adecuadas.

Vimos la necesidad de hacer pruebas que determinaron los valores reales de saturación, en la chumacera guía turbina para encontrar una solución al dispositivo de enfriamiento de la unidad generadora número 8.

Las pruebas se basaron en lo siguiente:

Monitoreo de saturación de temperaturas en condiciones diferentes de trabajo de la unidad, así como también de los caudales de agua y aceite.

La máquina rodando en vacío.

Prueba número 1:

Por 75 minutos el sistema con un intercambiador, dos bombas de aceite y un caudal de agua $15 \frac{m^3}{h}$ no se logró ningún suceso ya que después de ese tiempo operó la protección de la máquina, obligando a su paro.

Prueba número 2:

Por 180 minutos el sistema con un intercambiador de calor, dos bombas de aceite y un caudal de agua de $16 \frac{m^3}{h}$ después de 130 minutos la temperatura, se estabilizó y fue cambiado el caudal de agua para $13 \frac{m^3}{h}$ durante 20 minutos y después para $11 \frac{m^3}{h}$ hasta las tres horas de prueba. No se logró ningún suceso ya que después de ese tiempo operó la protección de la máquina, obligando a su paro.

Prueba número 3:

Por 90 minutos el sistema con un intercambiador de calor, dos bombas de aceite y un caudal de agua de $13 \frac{m^3}{h}$ no se logró ningún suceso porque después de 90 minutos operó la protección de la máquina quedando parada.

Prueba número 4:

Por 240 minutos el sistema con un intercambiador de calor, dos bombas de aceite y caudal inicial de agua de $13.2 \frac{m^3}{h}$ después de 105 minutos se estabilizaron las temperaturas y se quedaron constantes hasta las 4 horas de prueba, las temperaturas encontradas son las siguientes:

Metal $52.6^{\circ}C$.

El aceite en la cuba con $47^{\circ}C$.

Sabemos que el sistema debe estar equilibrado ($q_h = \dot{m}C_p\Delta T = q_c = \dot{m}C_p\Delta T$).

Así también se sabe que la potencia máxima del intercambiador de calor debe ser mayor a la energía disipada o absorbida de los fluidos que intervienen en el sistema de enfriamiento. Por lo que nos disponemos a hacer los cálculos para verificar esta hipótesis. Los datos de las nuevas temperaturas las podemos verificar en la tabla 7 del anexo 7.

En virtud de las pruebas obtenidas con los nuevos datos, calculamos nuevamente los coeficientes de transferencia de calor por convección para saber la potencia necesaria del nuevo intercambiador de calor.

18.4- CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR (CONVECCIÓN INTERNA FORZADA DEL AGUA).

Cálculo de la velocidad media:

Sabemos que de la ecuación de continuidad tenemos que: $Q_c = A_c V_c$

Donde: $A_c = \frac{\pi d_i^2}{4}$ sustituyendo valores tenemos:

$$A_c = \frac{\pi}{4} (.0113m)^2 (256 \text{ tubos}) = 0.025673m^2$$

Teniendo como dato el caudal total que pasa por todos los tubos y el área despejamos V_c y sustituimos nos queda:

$$V_c = \frac{Q_c}{A_c} = \frac{.003666 \frac{m^3}{seg}}{0.025673m^2} = .1427 \frac{m}{seg}$$

Propiedades del agua a temperatura media.

De la (Ec.11) tenemos que:

$$T_m = \frac{T_{c,ent} + T_{c,sal}}{2} = \frac{25.9 + 28.1}{2} = 27^{\circ}C$$

A partir de este valor encontramos las propiedades del agua.

De la tabla 5 del anexo 5 tomamos los datos de las propiedades del agua e interpolamos los siguientes valores a $27^{\circ}C$.

$T(^{\circ}C)$	$\rho \left(\frac{kg}{m^3}\right)$	$C_p \left(\frac{J}{kg.^{\circ}C}\right)$	$k \left(\frac{W}{m.^{\circ}C}\right)$	$\mu \left(\frac{kg}{m.^{seg}}\right)$	Pr
25	997	4180	0.607	.891E - 3	6.14
27	996.6	4172.2	0.6102	.8938E - 3	5.852
30	996	4178	.615	.798E - 3	5.42

Cálculo de flujo másico:

Sabiendo que: $\dot{m} = \rho_c V_c A_c = Q_c \rho_c$ y sustituyendo valores tenemos:

$$\dot{m} = \left(996.6 \frac{kg}{m^3}\right) \left(.1427 \frac{m}{seg}\right) (.025673 m^2) = 3.6535 \frac{kg}{seg}$$

Número de Reynolds:

Calculamos ahora el número de Reynolds para conocer el régimen de circulación del flujo a través de la (Ec.3), y modificándola con respecto al flujo másico que circula para un solo tubo donde N es el número de tubos, tenemos que:

$$Re = \frac{\rho_c V_{mc} D}{\mu_c} = \frac{4\dot{m}}{\pi D_i \mu_c N} = \frac{(4) \left(3.6535 \frac{kg}{seg}\right)}{\pi (0.0113m) \left(.8538E - 3 \frac{kg}{m.^{seg}}\right) (256 \text{ tubos})} = 1804.27$$

$Re < 2300 \therefore$ flujo laminar.

Número de Nuseelt:

Utilizando la (Ec.10) calculamos Nuseelt.

$$Nu_d = 3.66 + \frac{0.0668 \left(\frac{0.0113m}{1m}\right) (1827.2794) (5.852)}{1 + 0.04[(0.0113m/1m)(1827.2794) (5.852)]^{\frac{2}{3}}} = 7.7122$$

Sustituyendo Nu_d en la (Ec.5) y despejando para h_i tenemos que:

$$h_i = \frac{k}{D_i} (Nu_d) = \frac{\left(.6102 \frac{W}{m.^{\circ}C}\right)}{(0.0113m)} (7.7122) = 416.4588 \frac{W}{m^2.^{\circ}C}$$

18.5- CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR (CONVECCIÓN INTERNA FORZADA DEL ACEITE).

Las propiedades físicas del aceite, con el caudal encontrado, están dadas en la tabla 8 del anexo 8.

Viscosidad absoluta del aceite μ_h :

$$1.1368 \frac{gr}{seg.^{cm}} \times \frac{1 kg}{1000gr} \times \frac{100cm}{1m} = .113686 \frac{kg}{seg.^{m}} \times \frac{3600 seg}{1 h} = 409.2696 \frac{kg}{h.^{m}}$$

Cálculo de Prandtl de la (Ec.8) tenemos que:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} = \frac{\left(0.5045 \frac{Kcal}{kg.^{\circ}C}\right) \left(409.2696 \frac{kg}{h.^{m}}\right)}{0.123517 \frac{Kcal}{h.^{m.^{\circ}C}}} = 1617.6444$$

Cálculo de Reynolds de la (Ec.3) tenemos que:

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D_o \mu_h} = \frac{(4) \left(16357.0182 \frac{kg}{h} \right)}{\pi (0.127m) \left(409.2696 \frac{kg}{h \cdot m} \right)} = 4006.8388$$

$Re > 4000 \therefore$ flujo turbulento.

$$Nu_{cil} = 0.3 + \frac{0.62 (4006.8388)^{\frac{1}{2}} (1617.6444)^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{1617.6444} \right)^{\frac{2}{3}} \right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{4006.8388}{282000} \right)^{\frac{5}{8}} \right]^{\frac{4}{5}} = 486.0416$$

Sustituyendo en (Ec.5) y despejando para h_o tenemos que:

$$h_o = \frac{k}{D_o} (Nu_{cil}) = \frac{\left(0.14365 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right)}{(0.0127m)} (486.0416) = 5497.6280 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Cálculo de la conducción en la pared del tubo, utilizando la (Ec.18)

$$R_{cond} = \frac{\ln \left(\frac{0.0127}{0.0113} \right)}{2\pi(1m) \left(31.2 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right)} = 5.9580E - 4 \frac{^\circ C}{W}$$

18.6- CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

El cálculo del coeficiente global de transferencia de calor se realizará mediante la (Ec.19). Pero antes debemos calcular las áreas de contacto interna y externa

El factor de incrustación f del agua de río es de:

$$0.0002 \frac{m^2 h^\circ C}{Kcal}$$

El factor de incrustación f del aceite f es de:

$$0.0003 \frac{m^2 h^\circ C}{Kcal}$$

$$A_i = \pi D_i L = \pi (0.0113m) (1m) = 0.03550m^2$$

$$A_o = \pi D_o L = \pi (0.0127m) (1m) = 0.03990m^2$$

$$R_{fi} = 0.0002 \frac{m^2 h^\circ C}{Kcal} \times \frac{0.0860Kcal}{h} \frac{1}{1W} = 0.000172 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

$$R_{fo} = 0.0003 \frac{m^2 h^\circ C}{Kcal} \times \frac{0.0860Kcal}{h} \frac{1}{1W} = 0.000258 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

Sustituyendo valores en (Ec.19) tenemos que:

$$\frac{1}{UA_s} = R = \frac{1}{\left(416.4588 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right) (0.03550 m^2)} + \frac{0.000172 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}}{0.03550 m^2} + 5.9580E - 4 \frac{^\circ C}{W}$$

$$+ \frac{0.000258 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}}{0.03990 m^2} + \frac{1}{\left(5497.828 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right) (0.03990 m^2)} = 0.0841044 \frac{^\circ C}{W}$$

$$\therefore UA = \frac{1}{0.0841044} = \mathbf{11.8899 \frac{W}{^\circ C}}$$

Ahora debemos calcular la potencia máxima del intercambiador de calor a través de la (Ec.31).

$$q = UAF\Delta T_m$$

Calculamos la ΔT_m mediante la (Ec.21), sustituyendo valores tenemos:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(46.5 - 28.1) - (43 - 25.9)}{\ln\left(\frac{46.5 - 28.1}{43 - 25.9}\right)} = 17.74^\circ C$$

Donde:

En caso de contraflujo: $\Delta T_1 = T_{c,ent} - T_{c,sal}$; $\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent}$

Ahora calculemos el factor de corrección F utilizando la (fig.25) con las ecuaciones 25 y 26 determinamos P y R.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{(43 - 46.5)}{(25.9 - 46.5)} = .1699$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{(25.9 - 28.1)}{(43 - 46.5)} = .6285$$

$\therefore F = .99$

Sustituyendo valores en la (Ec.31) tenemos:

$$q = UAF\Delta T_m = \left(11.8899 \frac{W}{^\circ C}\right) (.99)(17.74^\circ C)(256 \text{ tubos}) = \mathbf{53.4572 KW}$$

Sabemos que la potencia máxima del intercambiador de calor debe ser mayor a la energía disipada, y de acuerdo al balance de energía para sistemas de flujo estacionario tenemos que:

$$q_h = \dot{m}C_p\Delta T = q_c = \dot{m}C_p\Delta T$$

Calculamos la potencia disipada sustituyendo valores ya sea en q_h o q_c , ya que estos valores deben ser iguales para que el sistema este equilibrado.

$$q_c = \dot{m}C_p\Delta T = \left(13189 \frac{kg}{h}\right) \left(4.172 \frac{KJ}{kg \cdot ^\circ C}\right) (2.22^\circ C) = 122154.4077 \frac{KJ}{h}$$

$$122154.4077 \frac{KJ}{h} \times \frac{1h}{3600seg} = 33.93 \frac{KJ}{seg} = \mathbf{33.93KW}.$$

Se cumple con lo estipulado ya que:

$$\mathbf{53.4572KW > 33.93KW}.$$

Con la memoria de cálculo observamos que **el intercambiador de calor ahora sí tiene la potencia necesaria para poder disipar el calor en la chumacera guía turbina**, evitando un paro innecesario de la máquina por sobrecalentamiento, y en consecuencia la disminución de producción de energía eléctrica.

Además se evita hacer un rediseño del intercambiador de calor, de haber sido necesario, era pertinente hacer un cambio de las bombas por unas de mayor capacidad, con lo cual el aumento en el costo para la C.F.E. lo cual no fue posible evaluar por falta de tiempo.

19.- CONCLUSION.

Con el desarrollo de mi proyecto quedé satisfecho, ya que pude aplicar gran parte de la teoría y práctica obtenida durante los cursos del plan de estudios y con ello me doy cuenta que al terminar la carrera de Ingeniería Mecánica en el I.T.T.G, salimos preparados para resolver problemas reales.

Así mismo la elaboración de este informe, me proporciona los conocimientos adecuados para realizar otros informes técnicos, durante mi vida como profesionalista.

Es por esto la importancia que se le debe de dar a este tipo de informes técnicos ya que nos ayuda a tener experiencia de campo.

19.1.- Recomendaciones

1.- El sistema de enfriamiento de la unidad generadora es muy sensible a cualquier cambio, por lo tanto debemos estar pendientes de los siguientes factores:

- ✚ De los cambios de los caudales tanto de agua como de aceite.
- ✚ De las temperaturas y presiones de líquidos que entra y sale del sistema de enfriamiento, se deben de revisar con frecuencia para evaluar el funcionamiento del intercambiador de calor.

2.- Otro aspecto importante que debemos cuidar en los intercambiadores de calor, son las inspecciones, que deben ser a intervalos frecuentes.

Típicamente, la baja eficiencia de un intercambiador de calor puede provenir de uno o más de los factores siguientes:

- ✚ Incrustaciones excesivas.
- ✚ Ligaduras gaseosas o de aire provenientes de una instalación inapropiada de la tubería o falta de ventilación inadecuada.
- ✚ Condiciones de funcionamiento diferentes a las condiciones de diseño.
- ✚ Distribución incorrecta de flujo en la unidad generadora.

3.- Otro aspecto importante, es el mantenimiento, por lo que se deben verificar los siguientes factores:

- ✚ La falta de limpieza de los tubos del intercambiador de calor puede traer consecuencias graves, lo cual puede causar una baja eficiencia térmica.
- ✚ Un revestimiento ligero de incrustaciones o sedimentos en el interior de los tubos reduce tremendamente la eficiencia del intercambiador de calor. Por lo tanto, los intercambiadores de calor sujetos a incrustaciones se deben limpiar periódicamente.
- ✚ Un marcado aumento de caída de presión y/o reducción en el rendimiento indica, por lo general, que se necesita una limpieza. Primero se debe verificar que no haya aire o vapor capturado en la unidad para confirmar que ésta no es la causa de la reducción de rendimiento. Se prefiere el desarmado de las tapas cabezales para realizar una inspección visual y limpieza.
- ✚ La inspección y limpieza frecuentes se recomiendan altamente cuando los fluidos manipulados tienden a formar incrustaciones o son altamente corrosivos, y el haz se debe revisar para evitar que acumule corrosión.

20.- FUENTES DE INFORMACION.

1. Transferencia de calor, Yanus A. Cengel, segunda edición, Mc Graw-Hill Interamericana, impreso en México, Mayo de 2004. Pag. 11-26, 334-338, 341-343, 367-388, 419-441, 667-684.
2. Transferencia de calor, J. P. Holman, 8.ª edición, McGraw-Hill, Editora: Concepción Fernández Madrid, Impreso en España 1998. Pág. 1-8, 18-23, 149-177, 193-211, 379-404.
3. Planta Hidroeléctrica Chicoasén
Comisión Federal de Electricidad
Manual de Operación y de Manutención para Turbinas
4. Guía de Mantenimiento Mecánico en Centrales Hidroeléctricas
Comisión Federal de Electricidad

Subdirección de Generación

Coordinación de Generación Hidroeléctrica

5. http://www.google.com/search?hl=es&rlz=1R2ADFA_esMX401&q=turbina+francis&aq=4&aqj=g10&aql=&oq=TURBINA

6. <http://www.uclm.es/area/amf/antoine/00%20-%20Francis.pdf>

7. http://es.wikipedia.org/wiki/Intercambiador_de_calor

8. <http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/Intercambiadores.pdf>

9. http://www.unioviedo.es/TBR/archives/IBQ%202011/8%20Pedro%20Gonz%E1lez%20Men%E9ndez/8.4/PDF/DEI_07_comp.pdf

10. http://www.ing.una.py/DIREC_PPAL/ACADEMICO/APOYO/Maquinas_Hidraulicas/PDF/MAQ%20HIDRAULICAS%20TURBINAS%20FRANCIS.pdf

ANEXOS

Anexo1.

Centrales hidroeléctricas	Angostura	Chicoasén	Malpaso	Peñitas
Embalse $\left(\frac{m}{m^3}\right)$	19735	1443	4058	1485
Cortina	enrocamiento	enrocamiento	enrocamiento	enrocamiento
Altura cortina(m)	146.7	262	139	45
No. De unidades	5	8	6	4
Tipo de turbina	Francis EW	Francis	Francis MB	Kaplan S
Capacidad instalada(W)	900	2400	1080	420
Gasto $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$	219	186.7	240	349
Puesta en servicio	1975	1980	1969	1988

Tabla 1.- Características de las Centrales Hidroeléctricas.

Anexo 2.

Longitud	199.00m
Ancho	20.35m
Altura	44.13m

Tabla 2.- Dimensiones de casa de máquinas.

Anexo 3.

Bóveda	228.38 m.s.n.m
Piso generadores y tableros	211.00 m.s.n.m
Piso de barras	206.30 m.s.n.m
Piso de turbinas	202.70 m.s.n.m

Galería de cables	199.60 m.s.n.m
Eje del distribuidor	199.00 m.s.n.m
Galería de inspección	192.50 m.s.n.m
Galería de drenaje	184.25 m.s.n.m

Tabla 3.-Elevaciones de casa de máquinas.

Anexo 4.

Material	cobre niquel-B111-715
Temperatura de entrada de agua	23°C
Temperatura de salida de agua	25.9°C
Temperatura de entrada de aceite	40°C
Temperatura de salida de aceite	29.15°C
Caudal de entrada de agua	14.877 m ³ /s
Caudal de entrada de aceite	8.971 m ³ /s
Número de tubos	256
Diámetro exterior (d _o).	12.7 mm
Diámetro interior (d _i).	11.3mm
Espesor	1.4mm
Longitud	1000mm
Disposición	triangular 30°

Tabla 4. Datos y temperaturas del intercambiador de calor.

Anexo 5.

TABLA A-9														
Propiedades del agua saturada														
Temp., T °C	Presión de saturación, P _{sat} kPa	Densidad, ρ kg/m ³		Entalpía de vaporización, h _{fg} kJ/kg		Calor específico, C _p J/kg · °C		Conductividad térmica, k W/m · °C		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coefficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁵	13.5	1.00	-0.068 × 10 ⁻³	
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁵	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻³	
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁵	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻³	
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 186	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁵	8.09	1.00	0.138 × 10 ⁻³	
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁵	7.01	1.00	0.195 × 10 ⁻³	
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 ⁻³	0.987 × 10 ⁻⁵	6.14	1.00	0.247 × 10 ⁻³	
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 ⁻³	1.001 × 10 ⁻⁵	5.42	1.00	0.294 × 10 ⁻³	
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 ⁻³	1.016 × 10 ⁻⁵	4.83	1.00	0.337 × 10 ⁻³	
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653 × 10 ⁻³	1.031 × 10 ⁻⁵	4.32	1.00	0.377 × 10 ⁻³	
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 ⁻³	1.046 × 10 ⁻⁵	3.91	1.00	0.415 × 10 ⁻³	
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547 × 10 ⁻³	1.062 × 10 ⁻⁵	3.55	1.00	0.451 × 10 ⁻³	
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504 × 10 ⁻³	1.077 × 10 ⁻⁵	3.25	1.00	0.484 × 10 ⁻³	
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467 × 10 ⁻³	1.093 × 10 ⁻⁵	2.99	1.00	0.517 × 10 ⁻³	
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433 × 10 ⁻³	1.110 × 10 ⁻⁵	2.75	1.00	0.548 × 10 ⁻³	
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404 × 10 ⁻³	1.126 × 10 ⁻⁵	2.55	1.00	0.578 × 10 ⁻³	
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378 × 10 ⁻³	1.142 × 10 ⁻⁵	2.38	1.00	0.607 × 10 ⁻³	
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355 × 10 ⁻³	1.159 × 10 ⁻⁵	2.22	1.00	0.653 × 10 ⁻³	
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333 × 10 ⁻³	1.176 × 10 ⁻⁵	2.08	1.00	0.670 × 10 ⁻³	
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315 × 10 ⁻³	1.193 × 10 ⁻⁵	1.96	1.00	0.702 × 10 ⁻³	
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297 × 10 ⁻³	1.210 × 10 ⁻⁵	1.85	1.00	0.716 × 10 ⁻³	
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282 × 10 ⁻³	1.227 × 10 ⁻⁵	1.75	1.00	0.750 × 10 ⁻³	
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255 × 10 ⁻³	1.261 × 10 ⁻⁵	1.58	1.00	0.798 × 10 ⁻³	
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	0.232 × 10 ⁻³	1.296 × 10 ⁻⁵	1.44	1.00	0.858 × 10 ⁻³	
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	0.213 × 10 ⁻³	1.330 × 10 ⁻⁵	1.33	1.01	0.913 × 10 ⁻³	
140	361.3	921.7	1.965	2 145	4 286	2 244	0.683	0.0301	0.197 × 10 ⁻³	1.365 × 10 ⁻⁵	1.24	1.02	0.970 × 10 ⁻³	
150	475.8	916.6	2.546	2 114	4 311	2 314	0.682	0.0316	0.183 × 10 ⁻³	1.399 × 10 ⁻⁵	1.16	1.02	1.025 × 10 ⁻³	
160	617.8	907.4	3.256	2 083	4 340	2 420	0.680	0.0331	0.170 × 10 ⁻³	1.434 × 10 ⁻⁵	1.09	1.05	1.145 × 10 ⁻³	
170	791.7	897.7	4.119	2 050	4 370	2 490	0.677	0.0347	0.160 × 10 ⁻³	1.468 × 10 ⁻⁵	1.03	1.05	1.178 × 10 ⁻³	
180	1 002.1	887.3	5.153	2 015	4 410	2 590	0.673	0.0364	0.150 × 10 ⁻³	1.502 × 10 ⁻⁵	0.983	1.07	1.210 × 10 ⁻³	
190	1 254.4	876.4	6.388	1 979	4 460	2 710	0.669	0.0382	0.142 × 10 ⁻³	1.537 × 10 ⁻⁵	0.947	1.09	1.280 × 10 ⁻³	
200	1 553.8	864.3	7.852	1 941	4 500	2 840	0.663	0.0401	0.134 × 10 ⁻³	1.571 × 10 ⁻⁵	0.910	1.11	1.350 × 10 ⁻³	
220	2 318	840.3	11.60	1 859	4 610	3 110	0.650	0.0442	0.122 × 10 ⁻³	1.641 × 10 ⁻⁵	0.865	1.15	1.520 × 10 ⁻³	
240	3 344	813.7	16.73	1 767	4 760	3 520	0.632	0.0487	0.111 × 10 ⁻³	1.712 × 10 ⁻⁵	0.836	1.24	1.720 × 10 ⁻³	
260	4 688	783.7	23.69	1 663	4 970	4 070	0.609	0.0540	0.102 × 10 ⁻³	1.788 × 10 ⁻⁵	0.832	1.35	2.000 × 10 ⁻³	
280	6 412	750.8	33.15	1 544	5 280	4 835	0.581	0.0605	0.094 × 10 ⁻³	1.870 × 10 ⁻⁵	0.854	1.49	2.380 × 10 ⁻³	
300	8 581	713.8	46.15	1 405	5 750	5 980	0.548	0.0695	0.086 × 10 ⁻³	1.965 × 10 ⁻⁵	0.902	1.69	2.950 × 10 ⁻³	
320	11 274	667.1	64.57	1 239	6 540	7 900	0.509	0.0836	0.078 × 10 ⁻³	2.084 × 10 ⁻⁵	1.00	1.97	—	
340	14 586	610.5	92.62	1 028	8 240	11 870	0.469	0.110	0.070 × 10 ⁻³	2.255 × 10 ⁻⁵	1.23	2.43	—	
360	18 651	528.3	144.0	720	14 690	25 800	0.427	0.178	0.060 × 10 ⁻³	2.571 × 10 ⁻⁵	2.06	3.73	—	
374.14	22 090	317.0	317.0	0	∞	∞	∞	∞	0.043 × 10 ⁻³	4.313 × 10 ⁻⁵	—	—	—	

Tabla 5.- Propiedades físicas del agua saturada

Anexo 6.

Caudal	8.971 m ³ /h
Flujo másico	7837.77 kg/h
Densidad	873.679 kg/m ³
Viscosidad	1.1368 Cp.
Calor específico	0.5045 Kcal/ kg-°C

Tabla 6.-Propiedades físicas del aceite.

Anexo 7.

Material	cobre niquel-B111-715
Temperatura de entrada de agua	25.9°C
Temperatura de salida de agua	28.1°C
Temperatura de entrada de aceite	46.5°C
Temperatura de salida de aceite	43°C
Caudal de entrada de agua	13.2 m ³ /h
Caudal de entrada de aceite	18.72 m ³ /h
Número de tubos	256
Diámetro exterior (d _o).	12.7 mm
Diámetro interior (d _i).	11.3mm
Espesor	1.4mm
Longitud	1000mm
Disposición	triangular 30°

Tabla 7.-Temperaturas nuevas del intercambiador de calor.

Anexo 8.

Caudal	18.7228 m ³ /h
Flujo másico	16357.0182 kg/h
Densidad	873.679 kg/m ³
Viscosidad	1.1368 Cp.
Calor específico	0.5045 Kcal/ kg-°C
Conductividad térmica	0.123517 Kcal/h.m. °C

Tabla 8.- Propiedades físicas del aceite con el caudal encontrado

Informe de pruebas del aceite ISO VG 68 de la chumacera guía turbina unidad generadora número 8.



Subdirección de Modernización y Bases Aéreas de Operatividad
Laboratorio de Pruebas de Equipos y Materiales

LAPEM



2011 Año del Turismo en México
OFICINA DE QUÍMICA ANALÍTICA (K3312)
INFORME DE PRUEBA

IDENTIFICACIÓN:	Aceite Chumacera Guía Turbina U-8	No. DE ANÁLISIS:	047L11
PROCEDENCIA:	Central Hidroeléctrica Manuel Moreno Torres "Chicoasén"	FECHA DE ENSAYO:	28/02/11

ANÁLISIS FÍSICOQUÍMICO DE ACEITE LUBRICANTE

PRUEBA	MÉTODO DE PRUEBA	EQUIPO (No. identificación)	RESULTADO	ESPECIFICACION		U*
				Mínimo	Máximo	
DENSIDAD EN °API 15/15 °C	ASTM D 1298-99	Densímetro F.M.B.	31,0	-----	-----	0,21
VISCOSIDAD CINEMÁTICA A 40°C mm ² /s	ASTM D 445-06	Koehler D55504	66,371	61,2	74,8	0,2862
VISCOSIDAD CINEMÁTICA A 100°C mm ² /s	ASTM D 445-06	Koehler D55503	8,958	-----	-----	0,0339
ÍNDICE DE VISCOSIDAD	ASTM D 2270-04 Procedimiento B	N. A.	109	93	-----	N. A.
COLOR ASTM	ASTM D 1500-07	Colorímetro PS (008843)	< 1,0	-----	3,0	0,5
APARIENCIA VISUAL (20 °C)	ASTM D1524-94	N. A.	Limpio y Brillante	Limpio y Brillante	-----	N. A.
TEMPERATURA DE INFLAMACION °C (101,3 kPa)	ASTM D 92-05	Copa Abierta Cleveland	232	180	-----	1,5
NÚMERO DE NEUTRALIZACIÓN mg KOH/g aceite	ASTM D 974-07	Microbureta Kimax-A	0,15	-----	0,20	N. A.
DEMULSIFICACIÓN	ASTM D 1401-02	P.S. 12AD6	40-39-1 (30') (54°C)	40-37-3(30') 53°C		N. A.
%AGUA Y SEDIMENTOS	ASTM D 1796-04	Centrifuga IEC	0,025	-----	0,0	N. A.
AGUA POR KARL-FISHER mg/kg	ASTM D6304-07	Coulombimetric KF Titrator 275KF	90,1	-----	150	N. A.
HERRUMBRE (24 h)	ASTM D 665-06 Procedimiento A	P.S. H-9	Ausente	-----	Ausente	N. A.
RPVOT min	ASTM D 2272-02	Koehler K70200	734,27	350 **	-----	N. A.
TENDENCIA Y ESTABILIDAD A LA ESPUMA 1ra SEC. (Inicial / 10 min) mL	ASTM D 892-06	Koehler K43002	480 / 100	-----	400/0	N. A.

OBSERVACIONES: La muestra identificada como: Aceite Chumacera Guía Turbina U - 8, no pasa la prueba de Tendencia & Estabilidad a la Espuma. El aceite puede continuar en servicio después de centrifugarlo, filtrarlo o purificarlo con algún otro método, para mantenerlo Limpio y Seco (<150 ppm). Condiciones Ambientales de Prueba: Temperatura: 21,5° C, Humedad: 24 %, Presión: 82,8 kPa. Nota** Este valor corresponde a la especificación de CFE D2100-18 para aceites nuevos (valor original), en la tabla 3 de la norma ASTM D 6224-02, el valor mínimo aceptable corresponde al 25 % del valor original (aceite nuevo) para este caso se desconoce el valor original.

*U = Incertidumbre Estimada con un factor k=2 para un nivel de confianza de aproximadamente 95%. N. A. = No aplica.

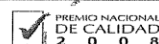
ANALIZARON:

Ing. José Luis Ramírez Monroy*
Tec. Elizabeth Martínez Valdez*
Analistas Químicos
*Signatario EMA

REVISÓ:

Ing. Juan-Fco. Morales Olavarrieta
Jefe de Oficina Química Analítica

ESTE DOCUMENTO ES DE CARACTER CONFIDENCIAL, NO DEBE SER REPRODUCIDO, EXCEPTO EN SU TOTALIDAD SIN LA APROBACIÓN POR ESCRITO DEL LAPEM Y SOLO AMPARA LA MUESTRA ANALIZADA.
FORMATO 312 301 02



Av. Apaxteco Cta. S/N Cd. Industrial C.P. 20541 Irapuato, Gto. Apdo Postal 612 Tel. (462) 023 9400 Fax. (462) 023 9401