

ÍNDICE

1. Generalidades	01
1.1. Introducción	01
1.2. Justificación	02
1.3. Objetivos	03
1.4. Caracterización del área de trabajo	04
1.5. Problemas a resolver	07
1.6. Alcances y limitaciones	09
2. Fundamento teórico	10
2.1 Turbina	10
2.2 Turbinas Francis	10
2.3 Carcasa espiral	11
2.4 Distribuidor	11
2.5 Servomotores	12
2.6 Rodete	13
2.7 Tubo de aspiración	14
2.8 Flecha	14
2.9 Regulación de velocidad de una Turbina Francis	15
2.10 Termodinámica	18
2.11 Transferencia de calor	18
2.12 Transferencia de calor por convección	18
2.13 Transferencia de calor por conducción	19
2.14 Conductividad térmica	19
2.15 Relaciones empíricas y prácticas para transferencia de calor por Convección forzada	20
2.16 Relaciones empíricas para transferencia de calor por convección natural	22
2.17 Números adimensionales	23
2.17.1 Número de Reynolds	23
2.17.2 Número de Nusselt	23
2.17.3 Número de Prandtl	24
2.18 Intercambiadores de calor	25
2.19 Tipos de intercambiadores de calor según su construcción	26

2.19.1 Doble tubo	26
2.19.2 Carcasa y tubo	26
2.19.3 Compactos	27
2.19.4 Flujo cruzado	28
2.20 Diferencia de Temperatura Media Logarítmica	28
3. Procedimiento y descripción de las actividades realizadas	33
4. Memoria de cálculo	35
4.1 Cálculo de las propiedades del aceite	36
4.2 Propiedades del agua a temperatura media	37
4.3 Cálculo del flujo másico del agua	38
4.4 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor	38
4.5 Número de Reynolds en el interior de los tubos	39
4.6 Coeficiente de transferencia de calor en el interior del tubo	40
4.7 Coeficiente de transferencia de calor en el exterior de los tubos	41
4.8 Cálculo del área total de transferencia de calor	44
4.9 Cálculo de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica	44
4.10 Cálculo del factor de corrección de las temperaturas	45
4.11 Cálculo de transferencia de calor total	45
Conclusión	46
Fuentes de información	47
Anexos	48

1. GENERALIDADES

1.1 INTRODUCCIÓN

En este proyecto llevado a cabo en la central hidroeléctrica Manuel Moreno Torres (Chicoasén), se realiza un estudio para poder adaptar un intercambiador de las unidades de la primera etapa, a las unidades de la segunda; justificando dicha actividad con el cálculo correspondiente de transferencia de calor necesaria para mantener a una temperatura correcta el aceite del sistema de regulación de velocidad.

Enfocándose en el estudio del sistema que se encarga de remover el calor excesivo del aceite de regulación y mantener al sistema en un rango de temperatura aceptable, notamos que el sistema de enfriamiento a adaptar está constituido principalmente por un tanque de aceite sin presión en el cual se encuentra sumergido un serpentín por el cual fluye agua como líquido de trabajo.

El proyecto de residencia se enfocará más en el cálculo de transferencia de calor en el intercambiador a fin de evidenciar su capacidad para remover dicho calor y de circulación del agua de enfriamiento. Por lo consiguiente, la memoria de cálculo pretende realizar el estudio de enfriamiento de aceite del regulador de velocidad para así prolongar la vida útil del sistema.

El estudio se enfoca en el proceso de transferencia de calor por conducción y convección. Esto implica que la radiación no será parte importante debido a los bajos rangos de temperatura. Para ello ha sido necesario recabar la información correcta y necesaria así como también basar los cálculos utilizando métodos analíticos y leyes fundamentales de transferencia de calor.

1.2 JUSTIFICACIÓN

Una central hidroeléctrica es la encargada de generar, transmitir y distribuir la energía eléctrica producida por las turbinas.

Para que una turbina de este tipo pueda cumplir con sus funciones es sumamente importante que todos sus sistemas auxiliares se encuentren en perfectas condiciones y proporcionando la máxima eficiencia posible.

Por lo mencionado en el párrafo anterior, el sistema de regulación de velocidad es uno de los sistemas auxiliares que contribuyen al adecuado funcionamiento de una turbina, pues éste es el encargado de mantener la velocidad de sincronismo correcta. Por lo cual es necesario que cuente con un adecuado y óptimo sistema de enfriamiento debido a que es uno de los factores primordiales que deben cuidarse ya que este sistema es el que proporciona el fluido hidráulico a los servomotores cuya fuerza mueve el anillo de mando y éste a su vez hace cerrar o abrir los álabes del distribuidor para mantener la turbina a una velocidad constante. Aun cuando su carga varíe, el sistema opera a través de un flujo de aceite que debe poseer presión y temperatura controlada, para mantener su eficiencia de trabajo y su adecuado funcionamiento.

Para el estudio de transferencia de calor es necesario conocer las temperaturas de entrada y salida del agua de enfriamiento como del aceite hidráulico. Para ello es necesaria una instrumentación adecuada para la toma de temperaturas del sistema de enfriamiento del regulador de velocidad.

La lubricación con aceite, bajo ciertas temperaturas es de gran interés, ya que de él depende el adecuado funcionamiento de los distintos mecanismos hidráulicos. Este documento servirá como modelo para realizar un reemplazo de los intercambiadores de calor de la segunda etapa por unos similares a los de la primera. Con ello se pretende una disminución de los costos de mantenimiento del sistema de regulación, el cual evitará el deterioro de los elementos de trabajo debido al aumento de temperatura.

1.3 OBJETIVOS

➤ **Objetivos generales:**

1. Mejorar el sistema de enfriamiento del regulador de velocidad de las unidades de la segunda etapa de la central hidroeléctrica Manuel Moreno Torres.
2. Asegurar el adecuado funcionamiento del sistema de regulación de velocidad.

➤ **Objetivos específicos:**

1. Obtener mediante instrumentos de medición los datos de flujo volumétrico, temperatura y presión del agua de enfriamiento, así como también el de conocer las propiedades del aceite hidráulico utilizado en el sistema de regulación.
2. Prolongar la vida útil del sistema de enfriamiento de las unidades de la segunda etapa.
3. Realizar los cálculos y análisis para la adaptación de un intercambiador de calor, logrando mantener una temperatura adecuada del aceite del sistema de regulación.

1.4 CARACTERIZACIÓN DEL ÁREA DE TRABAJO



Imagen 1.1. Fotografía de la cortina de la Central Hidroeléctrica Manuel Moreno Torres.

Ubicación: Se encuentra en el estado de Chiapas, Río Grijalva, a la salida del Cañón del Sumidero.

Fecha de inicio de la obra: 1974.

Fecha de terminación de la obra: 1980.

Magnitud de la obra: La presa tiene una capacidad de almacenamiento de 1,705 millones de m³ de agua y una capacidad instalada de 2,400 MW

Cliente: Comisión Federal de Electricidad.

Empresa que realizó la obra: Ingenieros Civiles Asociados (ICA).

Participación de ICA en la obra: Participó en la construcción de la obra civil del proyecto ejecutando el camino de acceso, el túnel auxiliar de desvío, los dos túneles principales de desvío y la ataguía aguas arriba. También instaló los sistemas de

tratamiento, conducción y distribución de todos los materiales que forman la cortina de enrocamiento.

Descripción de la obra: La presa hidroeléctrica Chicoasén está sobre el río Grijalva, a la salida del Cañón del Sumidero, y forma parte del sistema de aprovechamiento hidroeléctrico del propio río. Es la segunda presa aguas arriba desde la desembocadura. Consta de una cortina de enrocamiento con una altura de 255 m y una longitud sobre la corona de 515 m.

Se eligió este tipo de cortina tomando en cuenta costo y riesgo sísmico. La obra de toma consiste en un canal de llamada para 8 bocatomas en rampa. Las conducciones a presión, de 6.20 m de diámetro, están revestidas con concreto y encamisadas en acero. La casa de máquinas se aloja en caverna y tiene 20.50 m de ancho, 199 m de largo y 43 m de altura.

Puede alojar hasta ocho unidades turbogeneradoras de 300 MW de capacidad cada una. Las primeras cinco con capacidad de 1,500 MW entraron en operación comercial entre los años 1980-1981, y para 2004 la capacidad de la central fue 2,400 MW. La obra de excedencia, sobre la margen izquierda, está formada por un canal de llamada que conduce hasta 15,000 m³ de agua a través de 3 túneles de 15 m de diámetro y 1,300 m de longitud. Un punto a resaltar es que ICA llevó a cabo el proyecto, el diseño y la construcción del camino de acceso a la obra. La solución propuesta y realizada por ICA economizó, comparada con la alternativa que le seguía, 8 km de recorrido y 400 m de desnivel. El proyecto incluyó la perforación y estabilización del primer túnel carretero construido en el país con casi 900 m de longitud.

El departamento mecánico de la C. H. lo integra: el jefe de departamento, el auxiliar del departamento, una oficinista, un jefe de mantenimiento, dos técnicos superiores, un técnico, cinco auxiliares de mantenimiento, y ocho ayudantes técnicos. Se cuenta con una oficina y dos talleres en donde se lleva a cabo la administración y realización de los programas de mantenimiento de todas las unidades generadoras y equipos mecánicos.

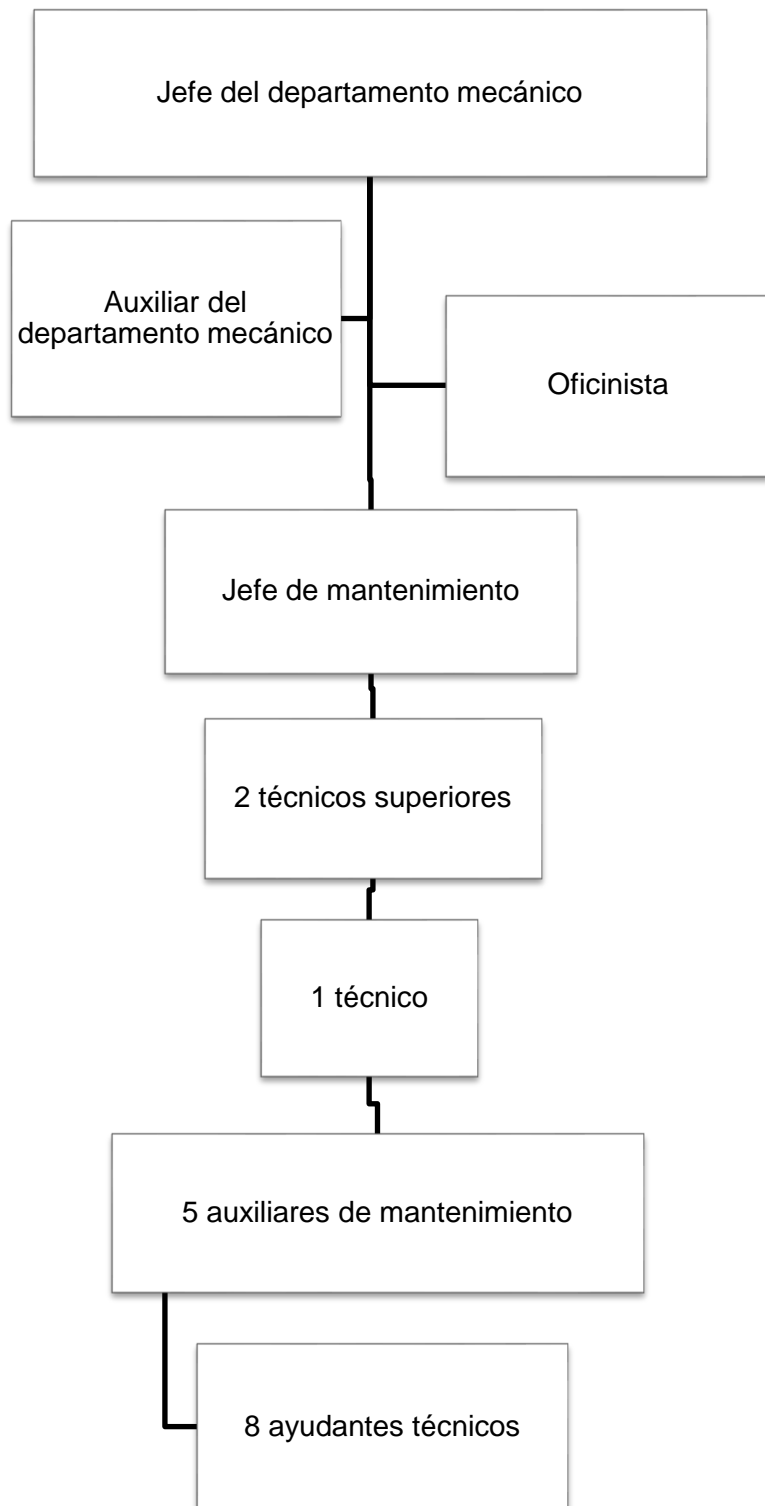


Imagen 1.2. Organigrama del departamento mecánico.

1.5 PROBLEMAS A RESOLVER

Las unidades generadoras que se encuentran en casa de máquinas son accionadas de forma intermitente y por lo cual necesitan estar vigiladas todo el tiempo por cualquier inconveniente que pueda surgir, por ejemplo, un disparo por sobrevelocidad, o cualquier otro problema en la turbina el cual afectara las especificaciones de la energía requerida en el sistema como lo es la frecuencia de 60 Hertz.

Es por ello que es necesario asegurar el funcionamiento óptimo de la turbina hidráulica con la finalidad de producir la cantidad de energía eléctrica requerida por los usuarios. El sistema regulador de velocidad es el encargado de mantener los giros de la turbina de forma constante y dentro de los parámetros establecidos. Por tal motivo es necesario asegurarse de que dicho sistema esté en las mejores condiciones.

La central hidroeléctrica Manuel Moreno Torres presenta problemas en los intercambiadores de calor del sistema de regulación de velocidad en las unidades de la segunda etapa debido al aumento de temperatura en el aceite de regulación (Mobil DTE Heavy Medium). Dicho aumento de temperatura en el aceite de regulación traerá como consecuencia, la pérdida de sus propiedades como son: aumento en su densidad y disminución en su viscosidad. Además, provocará daños en los elementos mecánicos que conforman el sistema de regulación como son: problemas causados por fatigas mecánicas y degradación del sistema de enfriamiento debido a problemas de transferencia de calor.

Se necesita retirar el actual intercambiador de calor del depósito de aceite del sistema de regulación de las unidades de la segunda etapa debido a su configuración pues al estar afuera del depósito, el aceite debe salir de dicho depósito para pasar por el intercambiador, y al llegarse a tapar la válvula que se encarga de dejar pasar el aceite, éste ya no puede pasar por el intercambiador y por la recirculación existente, se llega a incrementar la temperatura del mismo.



Imagen 1.3. Depósito de aceite del sistema de regulación 2ª etapa.

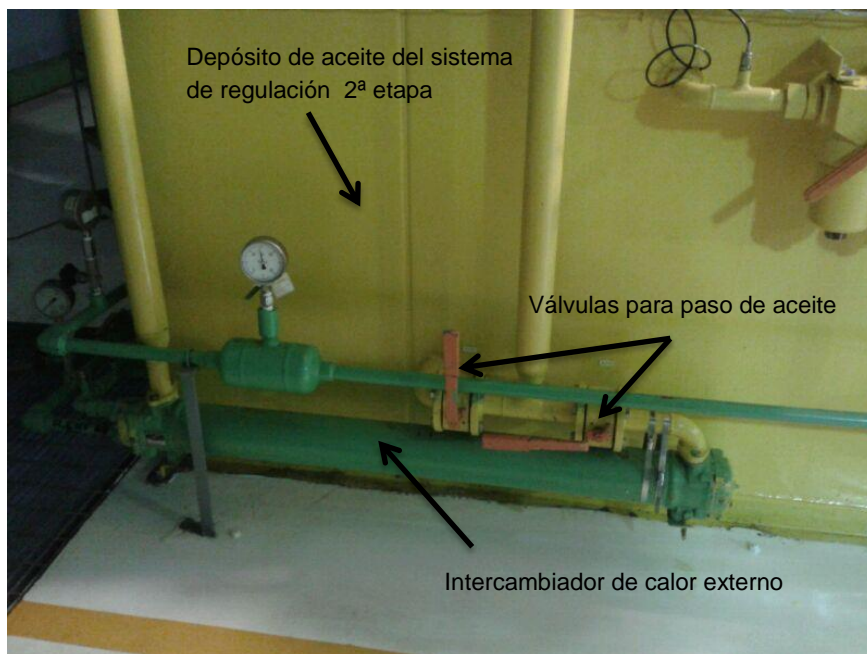


Imagen 1.4. Intercambiador de calor causa del problema.

1.6 ALCANCES Y LIMITACIONES

Alcances:

- Este proyecto de residencia será aplicado para todas las unidades de la segunda etapa de la central hidroeléctrica Manuel Moreno Torres, con el objetivo de mantener al aceite de regulación en un rango de temperatura aceptable.
- Además se describe el método y análisis de un intercambiador, a fin de evaluar el efecto de transferencia de calor entre el aceite de regulación y el agua de enfriamiento y poder incrementar así la disponibilidad de las unidades generadoras.

Limitaciones:

- La información presente en este proyecto es exclusiva para la mencionada central por motivos de seguridad.
- Este proyecto solo es aplicable para el depósito de regulación de las unidades de la segunda etapa y con pequeñas modificaciones para las unidades de la primera.
- En el desarrollo de los cálculos se tuvo la dificultad de tomar la temperatura de pared del tubo serpentín por lo que se supuso la temperatura media del agua de enfriamiento.

CAPÍTULO 2. FUNDAMENTO TEÓRICO

2.1 Turbina

Por turbina, se entiende todo dispositivo capaz de convertir en trabajo mecánico, la energía cinética presente en masas de agua, vapor o gas. En base a la anterior consideración, podemos decir que turbina hidráulica es la máquina destinada a transformar la energía hidráulica, de una corriente o salto de agua, en energía mecánica. Por lo tanto, toda turbina convierte la energía del agua, manifestada bien en su forma de presión (energía potencial o de posición) como en la de velocidad (energía cinética), en el trabajo mecánico existente en un eje de rotación.

2.2 Turbinas Francis

Son conocidas como turbinas de sobrepresión por ser variable la presión en las zonas del rodete, o de admisión total ya que éste se encuentra sometido a la influencia directa del agua en toda su periferia. El campo de aplicación es muy extenso, y dado el avance tecnológico conseguido en la construcción de este tipo de turbinas. Pueden emplearse en saltos de distintas alturas dentro de una amplia gama de caudales

Consideraremos la siguiente clasificación, en función de la velocidad específica del rodete, cuyo número de revoluciones por minuto depende de las características del salto:

- Turbina Francis lenta. Para saltos de gran altura (alrededor de 200 m o más).
- Turbina Francis normal. Indicada en saltos de altura media (entre 20 y 200 m)
- Turbinas Francis rápidas. Apropriadas a saltos de pequeña altura (inferiores a 20 m).

Las turbinas Francis, son de rendimiento óptimo, pero solamente entre unos determinados márgenes (para 60% y 100% del caudal máximo), siendo una de las razones por la que se disponen varias unidades en cada central, al objeto de que ninguna trabaje individualmente por debajo de valores del 60 % de la carga total. Las turbinas Francis pueden ser instaladas con el eje en posición horizontal o vertical, siendo esta última disposición la más generalizada por estar ampliamente experimentada.

A continuación se describen los algunos elementos de la turbina, el funcionamiento del regulador de velocidad y la operación de los equipos auxiliares de la turbina hidráulica.

2.3 Carcasa espiral

Está constituida por la unión sucesiva de una serie de placas de acero en forma de virolas tronco-cónicas. Esta disposición se conoce como el caracol de la turbina, en el que, debido a su diseño, se consigue que el agua circule con velocidad aparentemente constante y sin formar torbellinos, evitándose pérdidas de carga. Distribuye las aguas que llegan de la tubería de presión, alrededor del antedistribuidor (formado por paletas fijas como se observa en la imagen de abajo) y que sirven para dirigir el agua hacia el rodete, pasando primero por las paletas móviles o reguladores.



Imagen 2.1. Fotografía de una carcasa espiral.

2.4 Distribuidor

El distribuidor propiamente dicho, está formado por un determinado número de alabes móviles, cuyo conjunto constituye un anillo que está situado concéntricamente y entre las mismas cotas en altura que el antedistribuidor, descrito al exponer la cámara espiral, siendo, en definitiva, camino continuado del agua en su recorrido hacia el centro de la turbina. Su función es la de distribuir, y regular o cortar totalmente, el caudal de agua que fluye hacia el rodete.

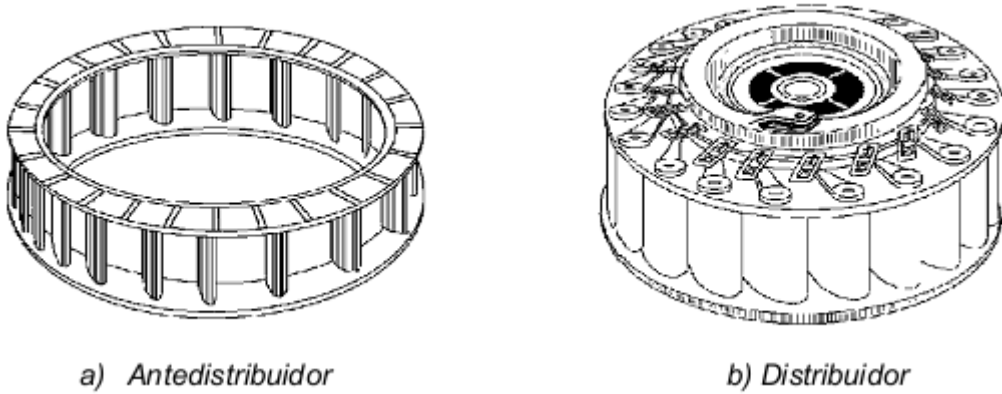


Imagen 2.2. Representación del distribuidor y antedistribuidor.

Los elementos componentes más destacados del distribuidor son:

Alabes directrices: Son los alabes móviles a los que anteriormente se hacía referencia. También se las suele llamar paletas directrices o directores.

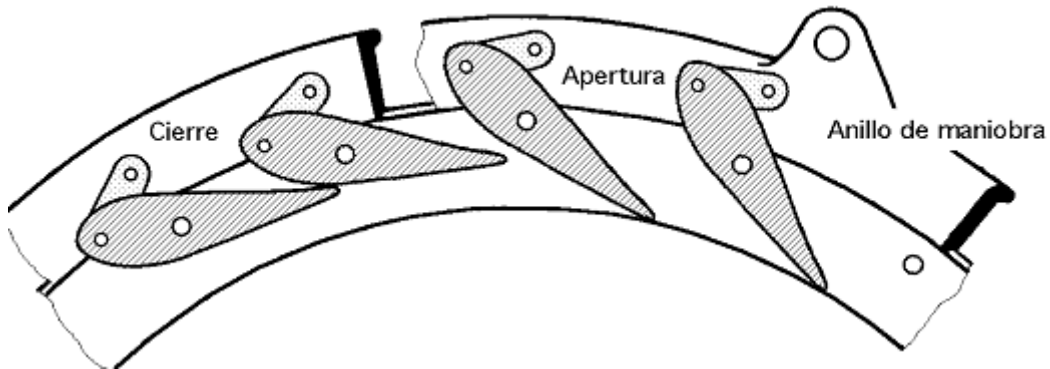


Imagen 2.3. Detalles de las posiciones, cerrado o abierto, de los alabes directrices del distribuidor.

Los ejes de las patas, a modo de generatrices del anillo que compone el distribuidor, están asentados por su parte inferior en cojinetes situados en una corona circular denominada escudo inferior, y guiados en su parte superior por cojinetes dispuestos en la llamada tapa de turbina, o en otra corona circular, escudo superior.

2.5 Servomotores

Normalmente son dos cilindros hidráulicos de gran tamaño, cada uno de los cuales, accionado por aceite a presión según órdenes recibidas del regulador, desplaza una gran biela, en sentido inverso una respecto de la otra, a modo de brazos de un par de

fuerzas, proporcionando un movimiento de giro alternativo a un aro móvil, llamado anillo de mando o volante de distribución, concéntrico con el eje de la turbina.

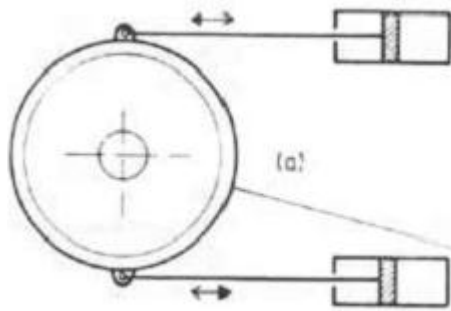


Imagen 2.4. Representación y fotografía de los servomotores.

2.6 Rodete

Se trata de la pieza fundamental donde se obtiene la energía mecánica. Consta de un núcleo central, alrededor del cual se encuentra dispuesto un número determinado de alabes, en este caso son 17 álabes equidistantemente repartidos y solidarias al mismo, formando pieza única en bloque por fundición o soldadura, es decir, sin uniones ni fijaciones accesorias. Mediante 18 bulones de acoplamiento es atornillado a la flecha de la turbina y el momento de torsión es transmitido a través de 18 bujes de acoplamiento.



Imagen 2.5. Fotografía de un rodete de una turbina Francis.

2.7 Tubo de aspiración

Cuando el agua utilizada para la generación ha entregado su energía al rodete, fluye a través del tubo de succión hacia la galería de desfogue. El tubo de succión se compone de un tubo cónico en la parte superior y continua en la parte inferior en forma de codo con un machón central. Su función consiste en dirigir las masas de agua que salen a través de los álabes del rodete, evitando choques de las mismas entre sí y contra los propios álabes, lo que podría originar torbellinos y otros efectos hidráulicos perjudiciales, que repercutirían desfavorablemente en el rendimiento de la máquina y en su conservación.



Imagen 2.6. Fotografía de un tubo de aspiración.

2.8 Flecha

La flecha transmite el movimiento desde la rueda motriz o rodete de la turbina hasta el rotor del generador. Está construida de acero forjado y lleva el muñón de contacto para la chumacera guía; en la parte inferior lleva unos barrenos que sirven para inyectarle aire al interior del tubo de aspiración o succión.



Imagen 2.7. Fotografía de una flecha para turbina Francis.

2.9 Regulación de velocidad de una Turbina Francis

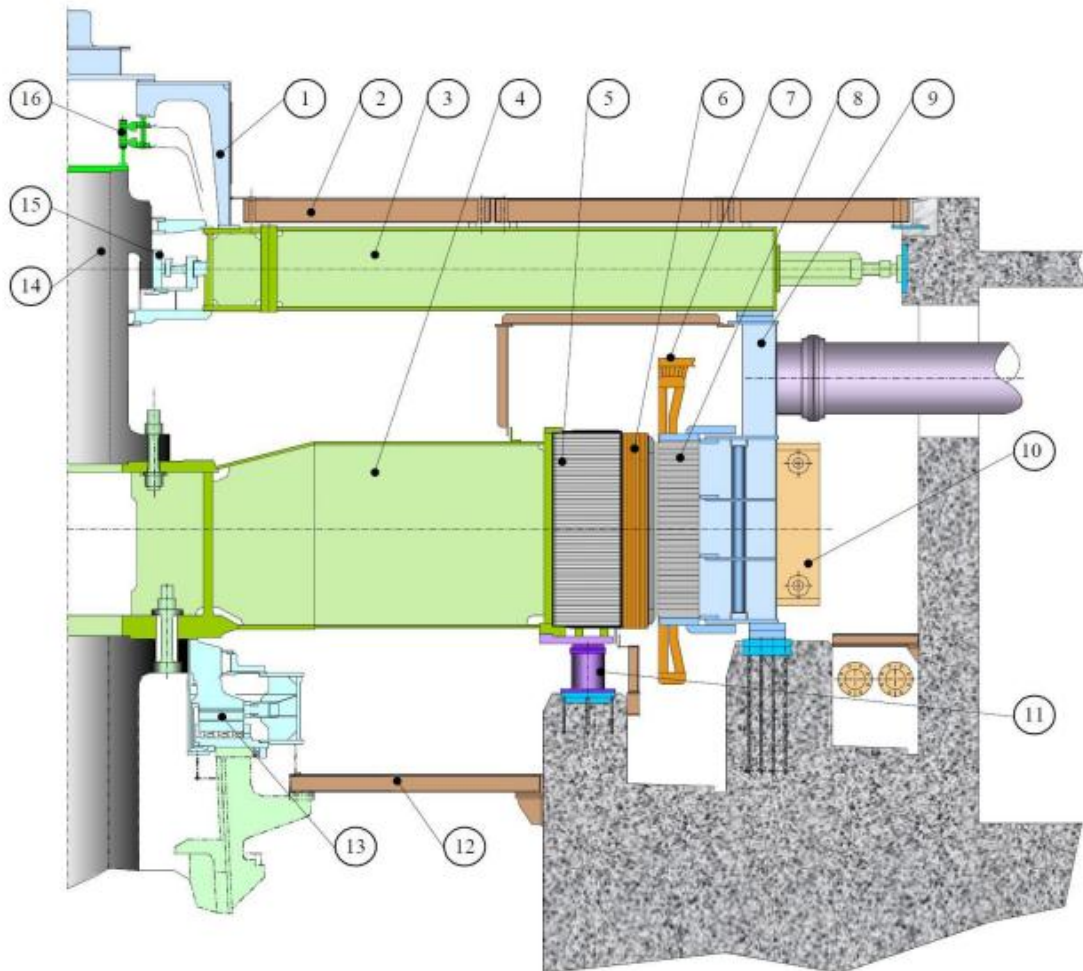
Interpretamos por regulación el proceso mediante el cual se mantiene constante una magnitud o condición definida aunque varíen determinados factores como pueden ser la carga solicitada a un grupo de tensión de línea, la temperatura de una mezcla, etc.

En este y sucesivos apartados nos vamos a centrar en la regulación de velocidad de las turbinas hidráulicas y en consecuencia en la regulación de velocidad de las máquinas. En el caso concreto que nos ocupa, la magnitud, objeto de la regulación es la velocidad o número de revoluciones por minuto a que ha de girar el rodete de la turbina, con el fin de que, por medio del eje se transmita el giro uniforme que debe de existir y mantenerse entre dicho rodete y el rotor del alternador.

Cuando se produce una variación en la carga solicitada al grupo, es decir, según aumente o disminuya el par resistente que actúa sobre la turbina, esta tenderá respectivamente a reducir o aumentar el número de revoluciones con que estuviese en funcionamiento normal antes de producirse la variación de carga. En tales condiciones, el funcionamiento de la turbina sería totalmente inestable. Llegando a pararse al aumentar la carga y a embalsarse cuando ésta disminuyera.

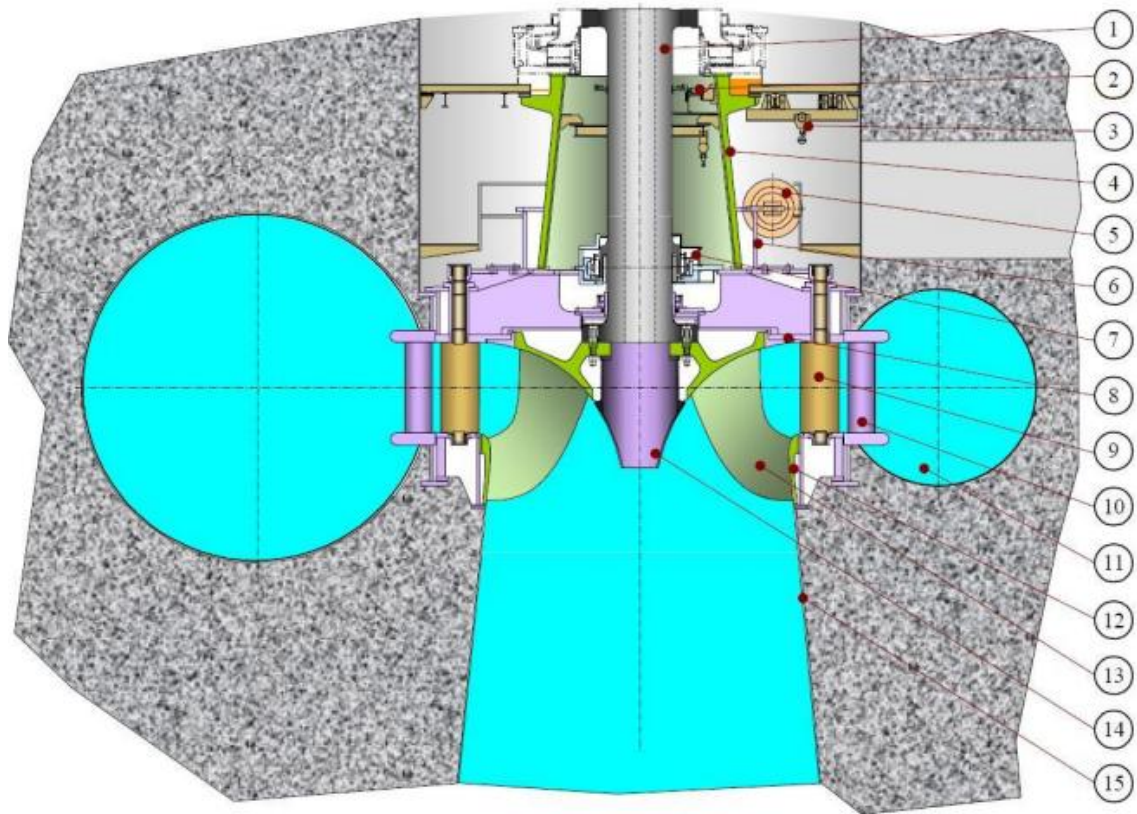
Podemos llegar a establecer una comparación, con el comportamiento del motor de un automóvil en el que, al subir o bajar fuertes pendientes, solamente le funcionase la «directa» de su caja de cambios y, el acelerador, se mantuviese en el punto fijo conveniente a su marcha normal sobre terreno llano. Es obvio que, durante los sucesivos ascensos y descensos, el motor tendería, respectivamente, a reducir y aumentar el número de revoluciones, llegándose a parar o embalsarse según la magnitud de dichas pendientes.

Dado que en la realidad las cargas solicitadas varían constantemente, es necesario adaptar el trabajo motor al resistente, y esto se consigue graduando adecuadamente el paso de agua hacia el rodete. Al regular el caudal de agua preciso para cada valor de carga en cada instante se dispondrá de la potencia requerida debiéndose obtener al mismo tiempo el número de revoluciones de funcionamiento normal de la turbina.



- | | |
|------------------------|---|
| 1. Tope de maquina | 9. Carcasa del estator |
| 2. Cubierta superior | 10. Enfriador de aire |
| 3. Cruceta superior | 11. Gato de freno de izaje |
| 4. Estrella del rotor | 12. Cubierta inferior |
| 5. Llanta del rotor | 13. Cojinete de empuje |
| 6. Polo del rotor | 14. Eje |
| 7. Bobinado estatorico | 15. Cojinete guía |
| 8. Núcleo estatorico | 16. Anillo colector y dispositivo porta escobilla |

Imagen 2.8. Diagrama de los componentes de una Turbina Francis



- | | |
|----------------------------------|-----------------------------|
| 1. Eje | 9. Distribuidor |
| 2. Dispositivo de sobrevelocidad | 10. antedistribuidor |
| 3. Monorriel de pozo | 11. Carcaza espiral |
| 4. Cono de carga | 12. Anillo inferior |
| 5. Servomotor | 13. Rodete Francis |
| 6. Anillo de regulación | 14. Cono rodete Francis |
| 7. Cojinete guía | 15. Cono tubo de aspiración |
| 8. Tapa ó escudo superior | |

Imagen 2.9. Diagrama de los componentes de una turbina Francis.

2.10 Termodinámica

La termodinámica es una ciencia y una de las herramientas más importantes en la ingeniería, ya que se encarga de describir los procesos que implican cambios en temperatura, la transformación de la energía y las relaciones entre el calor y el trabajo.

2.11 Transferencia de calor

Es el proceso por el que se intercambia energía en forma de calor entre distintos cuerpos, o entre diferentes partes de un mismo cuerpo que están a distintas temperaturas. El calor se transfiere mediante convección, radiación o conducción. Aunque estos tres procesos pueden tener lugar simultáneamente, puede ocurrir que uno de los mecanismos predomine sobre los otros dos.

2.12 Transferencia de calor por convección

Cuando un fluido circula en contacto con un sólido, por ejemplo por el interior de una tubería, existiendo una diferencia de temperaturas entre ambos, tiene lugar un intercambio de calor. Esta transmisión de calor se debe al mecanismo de convección. El calentamiento y enfriamiento de gases y líquidos son los ejemplos más habituales de transmisión de calor por convección. Dependiendo si el flujo es provocado artificialmente o no, se distinguen dos tipos: convección forzada y convección libre (también llamada natural). La convección forzada implica el uso de algún medio mecánico, como una bomba o un ventilador, para provocar el movimiento del fluido.

La transferencia de calor por convección se expresa por la ley de enfriamiento de Newton:

$$q = hA(T_w - T_\infty) \quad (2.1)$$

Aquí la rapidez de transferencia de calor está relacionada con la diferencia de temperatura total entre toda la pared donde h es el coeficiente de convección (ó coeficiente de película), A es el área del cuerpo en contacto con el fluido, T_w es la temperatura en la superficie del cuerpo y T_∞ es la temperatura del fluido lejos del cuerpo.

2.13 Transmisión de calor por conducción

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

El matemático francés Joseph Fourier dio una expresión ampliamente aceptada y que hoy en día se conoce como la ley de Fourier de la conducción del calor. Esta ley afirma que la velocidad de conducción de calor a través de un cuerpo por unidad de sección transversal es proporcional al gradiente de temperatura que existe en el cuerpo (con el signo cambiado).

$$\frac{\dot{q}}{A} = \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.2)$$

Cuando se inserta la constante de proporcionalidad:

$$\dot{q} = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.3)$$

En donde \dot{q} es la rapidez de transferencia de calor y $\partial T/\partial x$ es el gradiente de temperatura en la dirección del flujo de calor. A la constante positiva k se le llama conductividad térmica del material, y el signo menos se inserta para que satisfaga el segundo principio de la termodinámica, es decir, el calor deberá fluir hacia abajo en la escala de temperatura.

2.14 Conductividad térmica

La conductividad térmica es una propiedad intrínseca de los materiales que valora la capacidad de conducir el calor a través de ellos. El valor de la conductividad varía en función de la temperatura a la que se encuentra la sustancia, por lo que pueden hacerse las mediciones a 300 K con el objeto de poder comparar unos elementos con otros.

Coeficiente k para diversos materiales $\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$					
Material	k	Material	k	Material	K
Acero	47-58	Corcho	0.04-0.30	Mercurio	83.7
Agua	0.58	Estaño	64.0	Mica	0.35
Aire	0.02	Fibra de vidrio	0.03-0.07	Níquel	52.3
Alcohol	0.16	Glicerina	0.29	Oro	308.2
Alpaca	29.1	Hierro	1.7	Parafina	0.21
Aluminio	209.3	Ladrillo	0.80	Plata	406.1- 418.7
Amianto	0.04	Ladrillo refractario	0.47-1.05	Plomo	35.0
Bronce	116-186	Latón	81-116	Vidrio	0.6-1.0
Cinc	106-140	Litio	301.2		
Cobre	372.1-35.2	Madera	0.13		

Tabla 2.1 Conducción térmica de algunos materiales

La conductividad térmica se expresa en el sistema internacional $W/(m \cdot ^\circ C)$, y en el sistema inglés $Btu/(h \cdot ft \cdot ^\circ F)$.

2.15 Relaciones empíricas y prácticas para transferencia de calor por Convección forzada

Los resultados de datos experimentales se expresan en forma de fórmulas empíricas o gráficas, de manera que puedan utilizarse con un máximo de carácter general. Es en este proceso que se intentan generalizar los resultados de nuestros propios experimentos en la forma de una correlación empírica, donde se encuentran las dificultades. Si existe una solución analítica para un problema similar, la correlación de datos es mucho más fácil, ya que podemos suponer la forma funcional de los resultados, y en consecuencia, utilizar los datos experimentales para obtener valores de constantes o exponentes de algunos parámetros significativos, tales como los números de Reynolds o de Prandtl.

Si no existe una solución analítica para un problema similar, la persona deberá recurrir a la intuición, basándose en la comprensión física del problema o a

deducciones perspicaces, que tal vez pueda inferir de las ecuaciones diferenciales de los procesos de flujo basadas en estimadas dimensionales o de orden de magnitud.

Una técnica convencional que se usa en la correlación de datos experimentales es el análisis dimensional, en el que se deducen grupos adimensionales adecuados, tales como los números de Reynolds y Prandtl, a partir de consideraciones exclusivamente dimensionales y funcionales. Por supuesto, existe la suposición de similitud de campo de flujo y perfil de temperatura, para superficies de calentamiento geoméricamente similares.

En general, la aplicación del análisis dimensional a cualquier problema es difícil en extremo cuando no existe algún otro tipo de solución analítica previa. El objetivo del estudio anterior es señalar la necesidad de aplicar un razonamiento físico intuitivo a un problema difícil y hacer notar la ventaja obvia que representa utilizar cualquier y toda información que exista.

Cuando se presenta el problema de correlación de datos experimentales para una situación sin resolución previa, con frecuencia se deben adoptar métodos tortuosos para realizar la tarea. Para algunos casos especiales se han obtenido correlaciones empíricas. Para tubos pulidos con flujo turbulento completamente desarrollados, Dittus y Boelter recomiendan la siguiente relación.

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^n \quad (2.4)$$

Las propiedades que aparecen en esta ecuación se evalúan con el valor medio de la temperatura promedio del fluido, y el exponente n tiene los valores siguientes.

$$n \left\{ \begin{array}{l} 0.4 \text{ para calentar el fluido.} \\ 0.3 \text{ para enfriar el fluido.} \end{array} \right.$$

2.16 Relaciones empíricas para transferencia de calor por convección natural

En convección natural el flujo resulta solamente de la diferencia de temperaturas del fluido en la presencia de una fuerza gravitacional. La densidad de un fluido disminuye con el incremento de temperatura. En un campo gravitacional, dichas diferencias en densidad causadas por las diferencias en temperaturas originan fuerzas de flotación.

Por lo tanto, en convección natural las fuerzas de flotación generan el movimiento del fluido. Sin una fuerza gravitacional la convección natural no es posible. En convección natural una velocidad característica no es fácilmente disponible. La expresión general que describe este fenómeno está en función del tipo:

$$f(Nu, Pr, Gr) = 0 \quad (2.5)$$

El número adimensional que caracteriza la convección natural es el número de Grashoff, que es el cociente entre las fuerzas de flotación y las fuerzas de viscosidad, de la forma:

$$Gr = \frac{g\beta(T_w - T_\infty)d^3}{\nu^2} \quad (2.6)$$

Donde g es el campo de fuerza exterior, gravedad, (9.8 m/s^2), β es el coeficiente volumétrico de expansión térmica. (K^{-1}), T_w es la temperatura del tubo exterior, T_∞ es la temperatura del fluido, d es el diámetro exterior del tubo, ν es la viscosidad cinemática del fluido y Pr es el número de Prandtl.

En la convección natural se tiene un parámetro llamado coeficiente volumétrico de expansión térmica. Dicho coeficiente define la variación del volumen cuando se cambia la temperatura, es decir, la expansión de las partículas para tener convección natural. El coeficiente volumétrico de expansión térmica se define de la siguiente manera:

$$\beta = \frac{1}{T} \quad (2.7)$$

Donde β es el coeficiente volumétrico de expansión térmica (K^{-1}) y T es la temperatura absoluta promedio entre la pared y el fluido.

2.17 Números adimensionales

2.17.1 Número de Reynolds

El número de Reynolds es un número adimensional utilizado en mecánica de fluidos, diseño de reactores y fenómenos de transporte para caracterizar el movimiento de un fluido. Como todo número adimensional es un cociente, una comparación. En este caso es la relación entre los términos convectivos y los términos viscosos de las ecuaciones de Navier-Stokes que gobiernan el movimiento de los fluidos.

Además el número de Reynolds permite predecir el carácter turbulento o laminar en ciertos casos. Así por ejemplo en conductos si el número de Reynolds es menor de 2000 el flujo será laminar y si es mayor de 4000 el flujo será turbulento. Este número recibe su nombre en honor de Osborne Reynolds (1842-1912), quien lo describió en 1883. Viene dado por la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{\rho u_s d_i}{\mu} = \frac{v d_i}{\nu} \quad (2.8)$$

Donde ρ es la densidad del fluido, u_s es la velocidad característica del fluido, d_i es el diámetro de la tubería a través de la cual circula el fluido, μ es la viscosidad dinámica y ν es la viscosidad cinemática del fluido.

2.17.2 Número de Nusselt

El número de Nusselt que representa la relación que existe entre el calor transferido por convección a través del fluido y el que se transferiría si solo existiese conducción. Se compara una capa de fluido de espesor L con sus superficies a diferentes temperaturas T_1 y T_2 como se muestra en la figura:

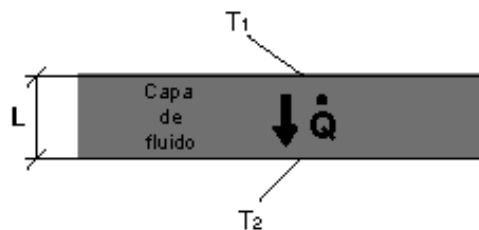


Imagen 2.10. Flujo de fluidos en tubos.

El flujo de calor debido a la convección es:

$$\dot{q}_{conv} = h\Delta T \quad (2.9)$$

Mientras que el flujo de calor si solo existiera conducción sería:

$$\dot{q}_{conv} = k \frac{\Delta T}{L} \quad (2.10)$$

Dividiendo ambas expresiones tenemos:

$$\frac{h\Delta T}{k \frac{\Delta T}{L}} = \frac{hL}{k} = Nu \quad (2.11)$$

En general:

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad (2.12)$$

Donde L_c es la longitud característica.

Para un tubo circular, el número de Nusselt es determinado a partir de la ecuación:

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (2.13)$$

Donde D es el diámetro interior del tubo y k la conductividad térmica del material.

2.17.3 Número de Prandtl

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

$$Pr = \frac{\text{Difusividad molecular de a cantidad de movimiento}}{\text{Difusividad molecular del calor}} = \frac{u}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (2.14)$$

El número de Prandtl va desde menos de 0.01 para los metales líquidos hasta más de 100 000 para los aceites pesados. El Pr es del orden de 10 para el agua. Los valores del número de Prandtl para los gases son de alrededor de 1, lo que indica que tanto la cantidad de movimiento como de calor se difunden por el fluido a una velocidad similar.

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. El número de Prandtl se emplea tanto en convección forzada como natural.

2.18 Intercambiadores de calor

En los sistemas mecánicos, químicos, nucleares y otros, ocurre que el calor debe ser transferido de un lugar a otro, o bien, de un fluido a otro. Los intercambiadores de calor son los dispositivos que permiten realizar dicha tarea. Un entendimiento básico de los componentes mecánicos de los intercambiadores de calor es necesario para comprender cómo estos funcionan y operan para un adecuado desempeño.

El objetivo de esta sección es presentar los intercambiadores de calor como dispositivos que permiten remover calor de un punto a otro de manera específica en una determinada aplicación. Se presentan los tipos de intercambiadores de calor en función del flujo: flujo paralelo; contraflujo; flujo cruzado. Además se analizan los tipos de intercambiadores de calor con base en su construcción: tubo y carcasa; placas, y se comparan estos.

Un intercambiador de calor es un componente que permite la transferencia de calor de un fluido (líquido o gas) a otro fluido. Entre las principales razones por las que se utilizan los intercambiadores de calor se encuentran las siguientes:

- Calentar un fluido frío mediante un fluido con mayor temperatura.
- Reducir la temperatura de un fluido mediante un fluido con menor temperatura.
- Llevar al punto de ebullición a un fluido mediante un fluido con mayor temperatura.
- Condensar un fluido en estado gaseoso por medio de un fluido frío.
- Llevar al punto de ebullición a un fluido mientras se condensa un fluido gaseoso con mayor temperatura.

2.19 Tipos de intercambiadores de calor según su construcción:

2.19.1 Doble Tubo

Es el intercambiador más sencillo, por el tubo interno circula uno de los fluidos, mientras que el otro fluido circula por el espacio anular. Dependiendo del sentido del flujo se clasifica en flujo paralelo y flujo contracorriente, este intercambiador junto con sus respectivos perfiles de temperaturas se muestra en la siguiente figura:

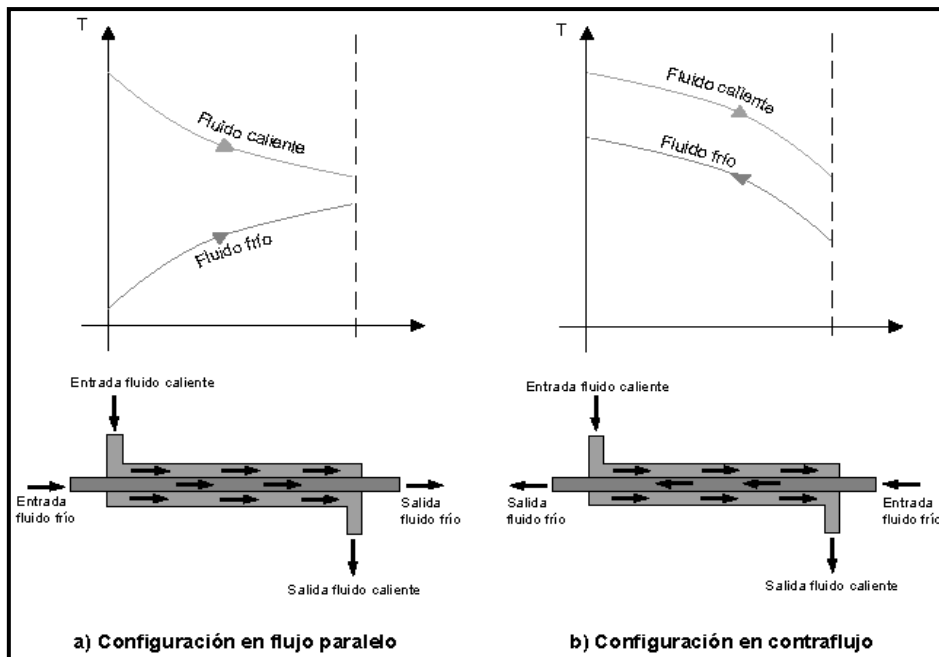


Imagen 2.11. Intercambiadores de doble tubo.

2.19.2 Carcasa y tubo

La construcción más básica y común de los intercambiadores de calor es el de tipo tubo y carcasa que se muestra en la imagen 2.12. Es el intercambiador más ampliamente usado en la industria. En este intercambiador un fluido fluye por el interior de los tubos, mientras el otro es forzado a través de la carcasa y sobre el exterior de los tubos. Para asegurar que el fluido por el lado de la carcasa fluya a través de los tubos e induzca una mayor transferencia de calor, se colocan deflectores ó placas verticales. Es común encontrar intercambiadores de calor de 2, 4, 8, etc. pasos de tubos. De la misma manera existe la posibilidad que exista varios pasos de carcasa.

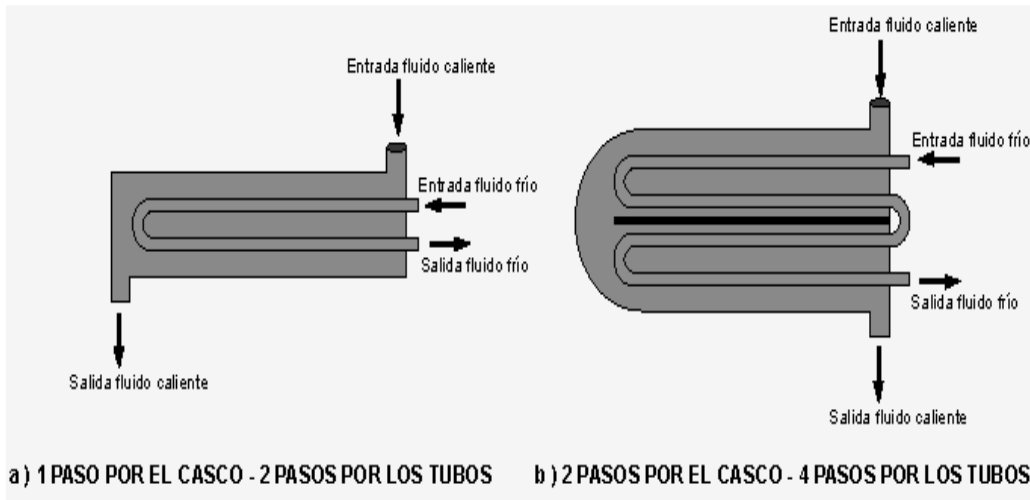


Imagen 2.12. Intercambiadores de carcaza y tubos.

2.19.3 Compactos

El intercambiador de calor de tipo placa, como se muestra en la imagen 2.13, consiste de placas en lugar de tubos para separar a los dos fluidos caliente y frío. Los líquidos calientes y fríos se alternan entre cada uno de las placas y los baffles dirigen el flujo del líquido entre las placas. Ya que cada una de las placas tiene un área superficial muy grande, las placas proveen un área extremadamente grande de transferencia de térmica a cada uno de los líquidos. Por lo tanto, un intercambiador de placa es capaz de transferir mucho más calor con respecto a un intercambiador de carcaza y tubos con volumen semejante, esto es debido a que las placas proporcionan una mayor área que la de los tubos. El intercambiador de calor de plato, debido a la alta eficacia en la transferencia de calor, es mucho más pequeño que el de carcaza y tubos para la misma capacidad de intercambio de calor.

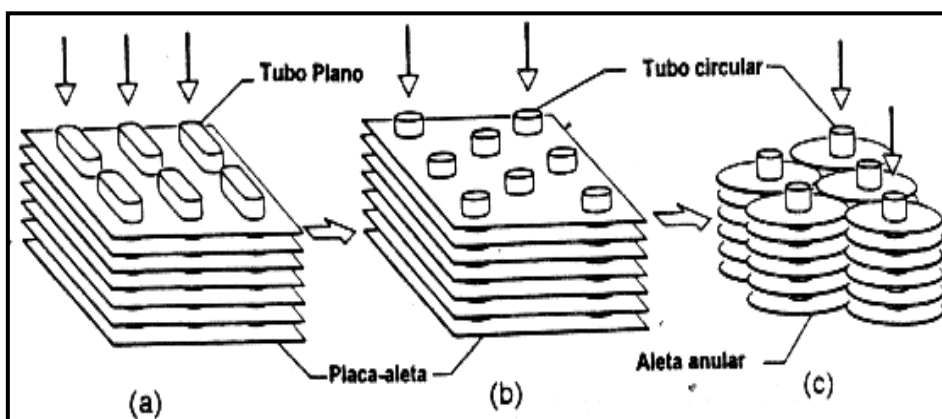


Imagen 2.13. Intercambiadores tipo compactos.

2.19.4 Flujo cruzado

En los intercambiadores compactos los dos fluidos suelen moverse en direcciones ortogonales entre sí. Esta configuración de flujo recibe el nombre de flujo cruzado. El flujo cruzado se clasifica a su vez en mezclado (uno de los fluidos fluye libremente en dirección ortogonal al otro sin restricciones) y no mezclado (se disponen unas placas para guiar el flujo de uno de los fluidos). En la imagen siguiente se muestran esquemas de ambos tipos de flujo:

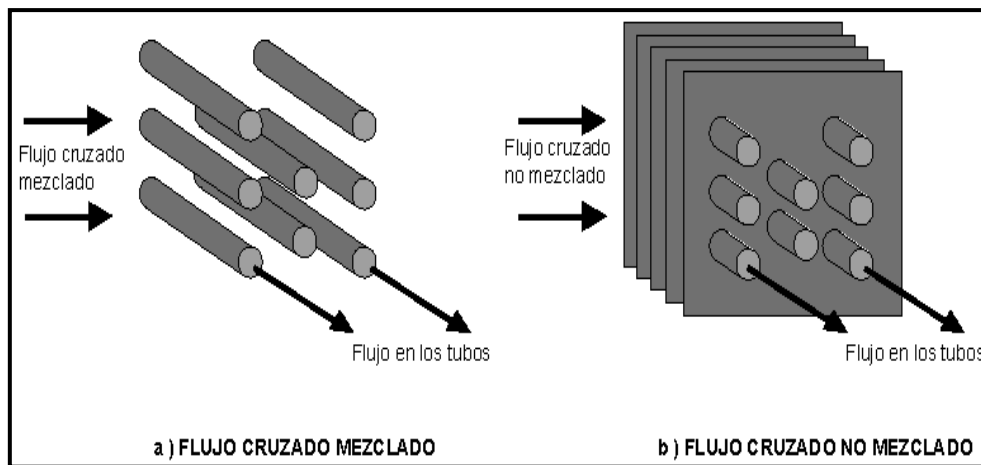


Imagen 2.14. Intercambiadores de flujo cruzado.

2.20 Diferencia de temperatura media logarítmica

Considérese el intercambiador de tubería doble que se muestra en la imagen 2.11. Los fluidos pueden correr ya sea en flujo paralelo o a contracorriente; y los perfiles de temperaturas para estos casos se indican en la imagen 2.15. Se propone calcular la transferencia de calor en este arreglo de tubería doble con.

$$q = UA\Delta T_m \tag{2.15}$$

Donde U es el coeficiente de transferencia de calor total, A es el área para transferencia de calor compatible con la definición de U y ΔT_m es la diferencia de temperatura media adecuada a través del intercambiador de calor.

Un examen de la imagen 2.15 muestra que la diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío varía entre la entrada y salida, y debemos determinar el valor promedio que se usaría en la ecuación 2.14. Para el cambiador de calor de flujo

paralelo que se ve en la imagen 2.15b, el calor transferido a través de un elemento de área dA puede escribirse como:

$$dq = -\dot{m}_h C_h dT_h = \dot{m}_c C_c dT_c \quad (2.16)$$

Donde los subíndices h y c designan, respectivamente, los fluidos calientes y frío. La transferencia de calor también podría expresarse como:

$$dq = U(T_h - T_c)dA \quad (2.17)$$

De la ecuación 2.16.

$$dT_h = \frac{-dq}{\dot{m}_h C_h} \quad (2.18)$$

$$dT_c = \frac{-dq}{\dot{m}_c C_c} \quad (2.19)$$

En donde m representa la rapidez de flujo en masa y c es el calor específico del fluido. Por tanto:

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = -dq \left(\frac{1}{\dot{m}_h C_h} + \frac{1}{\dot{m}_c C_c} \right) \quad (2.20)$$

Resolviendo para dq de la ecuación 2.17 y sustituyendo en la ecuación 2.20 se obtiene:

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -U \left(\frac{1}{\dot{m}_h C_h} + \frac{1}{\dot{m}_c C_c} \right) dA \quad (2.21)$$

Esta ecuación diferencial puede integrarse ahora entre las condiciones 1 y 2 tal como se indica en la figura. El resultado es:

$$\ln \frac{T_2 - t_2}{T_1 - t_1} = -UA \left(\frac{1}{\dot{m}_h C_h} + \frac{1}{\dot{m}_c C_c} \right) \quad (2.21)$$

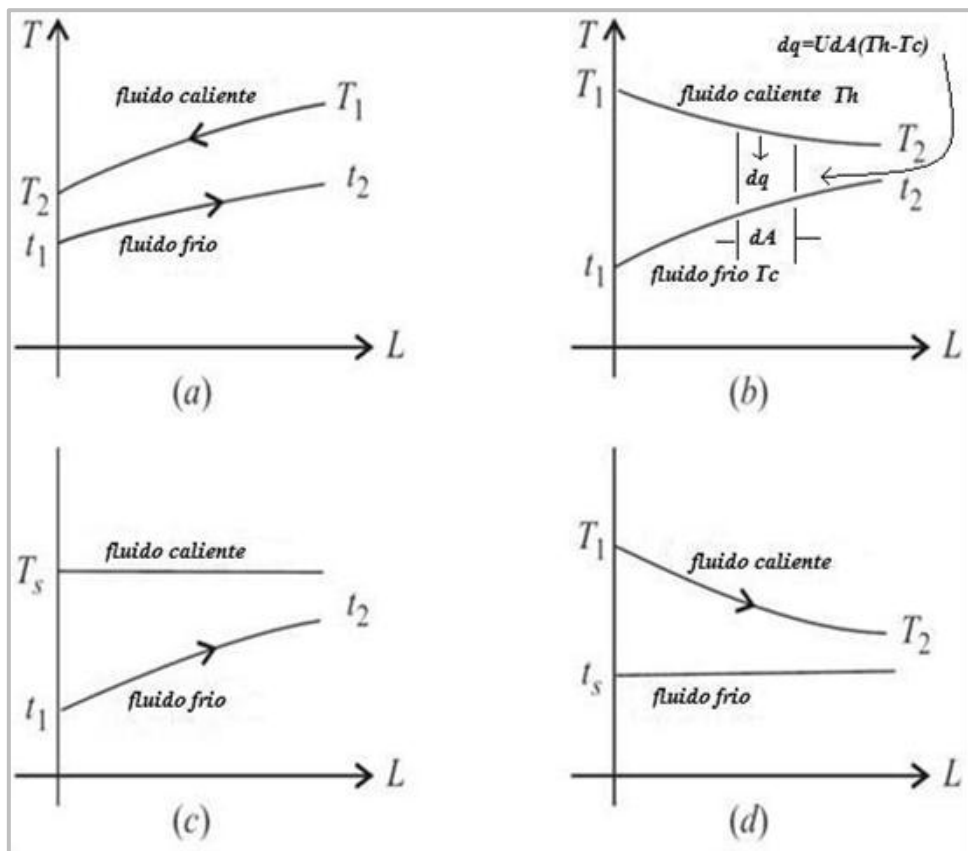


Imagen 2.15. Cuatro arreglos básicos para los cuales la diferencia de temperatura media logarítmica se puede encontrar. (a) contraflujo; (b) flujo paralelo; (c) fuente con temperatura constante y receptor con incremento de temperatura; (d) temperatura constante en el receptor y fuente con temperatura en decremento.

Regresando a la ecuación 2.16, los productos $\dot{m}_c C_c$ y $\dot{m}_h C_h$ pueden expresarse en términos de la transferencia de calor total \dot{q} y las diferencias de temperatura totales de los fluidos caliente y frío, así:

$$m_h C_h = \frac{q}{T_1 - T_2} \quad (2.22)$$

$$m_c C_c = \frac{q}{t_1 - t_2} \quad (2.23)$$

Sustituyendo estas relaciones en la ecuación 2.21, obtenemos:

$$q = UA \frac{(T_1 - t_1)(T_2 - t_2)}{\ln[(T_1 - t_1)(T_2 - t_2)]} \quad (2.24)$$

Comparando la ecuación 2.24 con la ecuación 2.15, vemos que la diferencia de la temperatura media es el agrupamiento de términos entre corchetes, por lo tanto:

- Para el intercambiador de contraflujo, donde los fluidos fluyen en sentidos contrarios a través del intercambiador imagen 2.15a:

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln[(T_1 - t_2)/(T_2 - t_1)]} \quad (2.25)$$

- Para el intercambiador de flujo paralelo, donde los fluidos fluyen en el mismo sentido a través del intercambiador imagen 2.15b:

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln[(T_1 - t_1)/(T_2 - t_2)]} \quad (2.26)$$

- Para el intercambiador que tiene temperatura constante, $T_s = T_f = T_2$, y la temperatura del receptor se incrementa imagen 2.15c:

$$\Delta T_m = \frac{(t_2 - t_1)}{\ln[(T_s - t_1)/(T_s - t_2)]} \quad (2.27)$$

- Para el intercambiador que tiene temperatura del receptor es constante, $t_s = t_1 = t_2$, y la temperatura fuente disminuye imagen 2.15d:

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - T_2)}{\ln[(T_1 - t_s)/(T_2 - t_s)]} \quad (2.28)$$

A esta diferencia de temperatura se le denomina diferencia de temperatura media logarítmica (DTML). Expresado verbalmente, es la diferencia de temperatura en un extremo del cambiador menos la diferencia de temperatura en el otro extremo, dividido entre el logaritmo natural del cociente de las dos diferencias. Para derivar la diferencia de temperatura media logarítmica se debe suponer que:

- El coeficiente global de transferencia de calor, U , es constante en toda su trayectoria.
- El flujo másico es constante.

- El calor específico es constante sobre toda la trayectoria.
- No hay cambios de fase o si las hay son procesos isotérmicos en toda la trayectoria.
- Las pérdidas de calor son despreciables.

Si se emplea un cambiador de calor distinto del de doble tubería, la transferencia de calor se calcula utilizando un factor de corrección F que se aplica a la DTML para un dispositivo de doble tubería a contracorriente con las mismas temperaturas fría y caliente para el fluido. La ecuación 2.15 de la transferencia de calor adopta, entonces, la forma:

$$\dot{q} = UAF\Delta T_m \quad (2.29)$$

3. Procedimiento y descripción de las actividades realizadas

Las actividades realizadas durante mi residencia profesional en la central hidroeléctrica Manuel Moreno Torres para el logro de los objetivos planteados al principio de este proyecto son las siguientes:

El día que me presente en la planta para iniciar con mi residencia fue el lunes 13 de agosto del año 2012, en compañía de los ingenieros Néstor Joaquín Cruz y Oscar Rodrigo Castillo Cifuentes jefe y auxiliar del departamento mecánico respectivamente, me comentaron que se encontraban en pleno inicio del mantenimiento mayor de la unidad número 3 de la primera etapa y que los apoyaría en casa de máquinas.

Al bajar a casa de máquinas, los ingenieros me presentaron con todo el personal del departamento durante el R. I. J. (Reunión Inicial de Jornada) y les informo del motivo de mi estancia en la planta. Al término del R. I. J. junto al ingeniero Oscar Rodrigo inicié el reconocimiento de la central donde visite todos los pisos de casa de máquinas y vi que habían preparado la maniobra para el desmontaje de la flecha de anillos rozantes y el soporte de la chumacera guía generador de la unidad 3.



Imagen 3.1. Fotografías del desmontaje de flecha de anillos rozantes y del soporte de la chumacera guía generador.

Durante ese día no me asignaron ninguna actividad, para que yo pudiera observar y conocer toda la casa de máquinas.

Durante toda la primer semana me dedique a ver las diferentes maniobras que se realizaban para el desmontaje de toda la turbina y con apoyo del personal de la planta y de los ingenieros fui familiarizándome con el ritmo de trabajo de la central.

La mayor parte del tiempo de mi residencia estuve apoyando a los ingenieros, los cuales se encontraban muy ocupados supervisando las actividades del personal durante el desmontaje y mantenimiento de la unidad 3. Así que me dedique a observar todas esas actividades durante todos los días de la semana de lunes a sábado (en ocasiones hasta los domingos).

Al término del desmontaje se inició el mantenimiento del rodete, bielas, escudo superior e inferior, chumaceras, tuberías y demás piezas de la turbina. En el cual me mantuve apoyando a los ingenieros proporcionando los diferentes materiales que el personal necesitaba para realizar sus labores. Debido al mantenimiento mayor de la unidad 3, le dedique poco tiempo a la realización del proyecto y en los días de poca actividad investigaba y obtenía los datos necesarios para la realización de éste.

4. Memoria de cálculo

El cálculo de transferencia de calor en intercambiadores se realiza empleando la ecuación 2.29:

$$\dot{q} = U A F \Delta T_m$$

Donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, A es el área de transferencia de calor, ΔT_m es la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica y F es un factor de corrección de las temperaturas.

Se considera los parámetros del intercambiador de calor de las unidades de la primera etapa de la central hidroeléctrica Manuel Moreno Torres. VER PLANO

Material del serpentín	Cupro-Níquel
Diámetro exterior del tubo del serpentín	28 mm
Diámetro interior del tubo del serpentín	25 mm
Longitud del serpentín	37.76 m
Área de transferencia de calor del serpentín	2.9656 m ²
Área transversal del serpentín	0.000491 m ²
Caudal de entrada del agua al serpentín	0.0005 m ³ /s
Velocidad del agua en el interior del serpentín	1.0183 m/s
Volumen del depósito de regulación	5.20 m ³
Temperatura de entrada del agua	27.5 °C
Temperatura de salida del agua	31 °C
Temperatura del aceite dentro del depósito	34 °C

Tabla 4.1. Características del intercambiador de calor



Imagen 4.1. Intercambiador de calor a adaptar.

4.1 Cálculo de las propiedades del aceite

Se procede a calcular las propiedades del aceite hidráulico Mobil Oil DTE Heavy Medium a través de valores de la tabla 4.2 obtenida a partir de una investigación en la Web (Ver anexo B). Se calcula la viscosidad dinámica a partir de la expresión:

$$\mu = \nu \rho \tag{4.1}$$

Donde ν es la viscosidad cinemática y ρ es la densidad del aceite.

A partir de dicha investigación para conocer la viscosidad cinemática y la densidad, se encontraron los valores respectivos del aceite según el código ASTM 445. Estos valores son presentados en la siguiente tabla. VER CATALOGO

Propiedad	Temperatura	Unidades
Viscosidad cinemática	40 °C	65.1 cst 0.651 stokes 0.651 x 10 ⁻⁴ m ² /s
Densidad	15 °C	0.87 kg/L 870 kg/m ³
C _p	15 °C	1.67 kJ/(kg·°C)
Conductividad térmica	30 °C	0.117 kcal/(h· m·°C) 0.135837 W/(m·°C)
Conductividad térmica	200 °C	0.110 kcal/(h· m·°C)

Tabla 4.2. Algunas propiedades del aceite hidráulico Mobil Oil DTE Heavy Medium

Entonces la viscosidad dinámica del aceite de acuerdo a la ecuación 4.1 es:

$$\mu = (0.651 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s})(870 \text{ kg}/\text{m}^3) = 0.056637 \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$$

El número de Prandtl del aceite hidráulico Mobil DTE Heavy Medium no se encontró directamente en la tabla. Por tal motivo, este parámetro debe ser calculado a partir de la ecuación respectiva:

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \tag{2.14}$$

Sustituyendo datos en la ecuación 2.14 tenemos:

$$Pr = \frac{(1.67 \times 10^3 \text{ J}/\text{kg} \cdot \text{°C})(0.056637 \text{ kg}/\text{m} \cdot \text{s})}{(0.13583 \text{ W}/\text{m} \cdot \text{°C})} = 696.304$$

El coeficiente de expansión volumétrico es calculado a partir de la ecuación 2.7:

$$\beta = \frac{1}{\left[\frac{(T_w + T_\infty)}{2} + 273\right]} = \frac{1}{\left[\frac{(29.30 \text{ °C} + 34 \text{ °C})}{2} + 273\right]} = 0.00328 \text{ K}^{-1}$$

4.2 Propiedades del agua a temperatura media

En el interior de la tubería circula agua a convección forzada. Se evalúan sus propiedades a temperatura media entre la entrada y salida, y a partir de la tabla A-9 del libro *Transferencia de calor* de J. P. Holman 6 ed. (Ver anexo A).

$$T = \frac{(31 + 27.5)}{2} = 29.30 \text{ °C}$$

Densidad	$\rho = 995 \text{ Kg}/\text{m}^3$
Viscosidad dinámica	$\mu = 8.15 \times 10^{-4} \text{ Kg}/\text{m}\cdot\text{s}$
Conductividad térmica	$k = 0.618 \text{ W}/\text{m}\cdot\text{°C}$
Número de Prandtl	$Pr = 5.5$
Calor específico	$C_p = 4.18 \text{ kJ}/\text{kg}\cdot\text{°C}$

Tabla 4.3. Propiedades del agua

4.3 Cálculo del flujo másico del agua

Es la magnitud que expresa la variación de la masa en el tiempo cuya expresión en la siguiente:

$$\dot{m} = \rho \vec{u} A = \rho \vec{u} \left(\frac{\pi d_i^2}{4} \right) \quad (4.1)$$

$$\dot{m} = 995 \frac{Kg}{m^3} * 1.0183 \frac{m}{s} * 0.000491 m^2 = 0.497 kg/s$$

4.4 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

Para calcular la transferencia de calor de los intercambiadores el primer paso es encontrar el coeficiente global de transferencia de calor. Para ello se necesitan las resistencias térmicas por convección y conducción.

Para efectos de transferencia de calor, el serpentín se comporta como una pared cilíndrica en su interior circula agua y en el exterior aceite de tipo Mobil DTE Oil Heavy Medium a diferente temperatura y cuyo coeficiente global de transferencia de calor tiene la siguiente expresión:

$$U = Rt^{-1} \quad (4.2)$$

Donde:

$$U = \frac{1}{\left[\frac{1}{A_i h_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{A_o h_o} \right]} \quad (4.3)$$

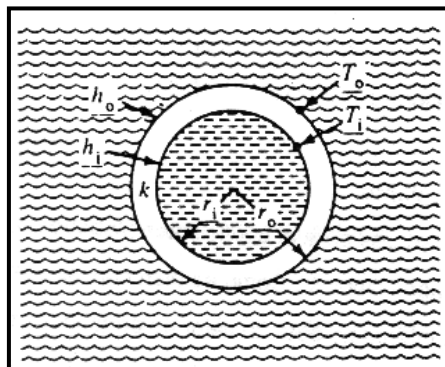


Figura 4.1. Coeficiente global de transferencia de calor para un tubo.

Pero como la pared que existe en el tubo es suficientemente delgada $A_i=A_o=A$ y como el material del tubo es un buen conductor del calor, la resistencia debida a la conducción es despreciable, por lo que:

$$\frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi kL} = 0 \quad (4.4)$$

Entonces sustituyendo la ecuación 4.4 en la 4.3 tenemos:

$$U = \frac{1}{\left[\frac{1}{A_i h_i} + \frac{1}{A_o h_o}\right]} \quad (4.5)$$

4.5 Número de Reynolds en el interior de los tubos

El número de Reynolds permite predecir el carácter turbulento o laminar en ciertos casos. Si el número de Reynolds es menor de 2300 el flujo será laminar y si es mayor de 4000 el flujo será turbulento.

$$Re = \frac{\rho \bar{u} d_i}{\mu} \quad (2.8)$$

Donde ρ es la densidad del agua (kg/m^3), \bar{u} es la velocidad del agua en el interior del serpentín (m/s), d_i es el diámetro interno del tubo (m), y μ es la viscosidad absoluta del fluido ($\text{kg/m}\cdot\text{s}$).

Sustituyendo los datos respectivos en la ecuación 2.8, el número de Reynolds será:

$$Re = \frac{\left(995 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)(1.0183 \text{ m/s})(0.025 \text{ m})}{(8.15 \times 10^{-4} \text{ kg/m}\cdot\text{s})} = 31\,080.0153$$

Por lo que el régimen del flujo del agua de enfriamiento a través del tubo es turbulento.

4.6 Coeficiente de transferencia de calor en el interior del tubo

El número de Nusselt representa la relación que existe entre el calor transferido por convección a través del fluido y el que se transferiría si solo existiese conducción. El número de Nusselt se utiliza de manera común en la práctica debido a sus coeficientes de transferencia de calor más altos. Para determinar el número de Nusselt en flujos turbulentos completamente desarrollados dentro de tubos lisos se utiliza la ecuación 2.11 de Dittus y Boelter:

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^n \quad (4.6)$$

Las propiedades que aparecen en esta ecuación se evalúan con el valor medio de la temperatura promedio del fluido, y el exponente n tiene los valores siguientes:

$$n \begin{cases} 0.4 & \text{para calentar el fluido} \\ 0.3 & \text{para enfriar el fluido} \end{cases}$$

Sustituyendo el valor del número de Reynolds y el número de Prandtl en la ecuación 2.11, tenemos que el número de Nusselt es:

$$Nu = 0.023(31\,080.0153)^{0.8}(5.50)^{0.4} = 178.5903$$

Despejamos el coeficiente de transferencia de calor de acuerdo a la ecuación 2.13 y sustituyendo los respectivos valores tenemos que es:

$$h_i = \frac{Nu k}{d_i} = \frac{(178.5903)(0.618 \text{ W/m}\cdot\text{°C})}{0.025 \text{ m}} = 4\,414.7524 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot\text{°C}}$$

En la imagen 4.1 se muestra h_i y h_o , que especifica el coeficiente de transferencia de calor convectivo interior y el coeficiente de transferencia de calor exterior respectivamente.

4.7 Coeficiente de transferencia de calor en el exterior de los tubos

En la literatura se encuentran una serie de expresiones para calcular el número de Nusselt dependiendo de las condiciones que se tienen para convección libre. Algunos ejemplos son mostrados en la tabla siguiente:

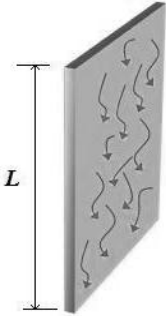


<p><i>Placa plana vertical</i></p>		$Nu_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0.492 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$
<p><i>Cilindro horizontal</i></p>		$Nu_d = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra_d^{1/6}}{\left[1 + (0.559 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad Ra_d \leq 10^{12}$
<p><i>Esfera</i></p>		$Nu_d = 2 + \frac{0.589 Ra_d^{1/4}}{\left[1 + (0.469 / Pr)^{9/16} \right]^{4/9}}$

Tabla 4.4. Diversos números de Nusselt para distintas condiciones en convección libre

Debido a que el tubo serpentín se encuentra sumergido en aceite exterior, éste se encuentra en convección natural de modo que durante el enfriamiento, el movimiento del fluido es por resultado de las fuerzas de flotación impuestas sobre el fluido cuando su densidad cerca de la superficie de transferencia de calor disminuye por razón del proceso de calentamiento. Para ello calculamos el número de Nusselt, de acuerdo a la tabla 3.5 para un cilindro horizontal, tenemos:

$$Nu = \left\{ 0.60 + \frac{0.387Ra^{1/6}}{[1+(0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad \text{Para } Ra \leq 10^{12} \quad (4.7)$$

Donde Ra es el número de Rayleigh que caracteriza a la convección natural que se obtiene a través del producto:

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (4.8)$$

Donde Gr es en el número adimensional de Grashof y que es el cociente entre las fuerzas de flotación y las fuerzas de viscosidad:

$$Gr = \frac{g\beta(T_w - T_\infty)d^3}{\nu^2} \quad (4.9)$$

Donde g es el campo de fuerza exterior, gravedad (9.8 m/s^2), β es el coeficiente volumétrico de expansión térmica (K^{-1}), T_w es la temperatura del tubo exterior, T_∞ es la temperatura del aceite dentro del tanque sumidero, d es el diámetro exterior del tubo serpentín, ν es la viscosidad cinemática del aceite y Pr es el número de Prandtl.

Con los valores previamente obtenidos, se calcula el número Grashof a partir de la ecuación 4.9:

$$Gr = \frac{(9.81 \text{ m/s}^2)(0.00328 \text{ K}^{-1})(307.15 \text{ K} - 302.45 \text{ K})(0.028 \text{ m})^3}{(0.651 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s})^2} = 783.3445$$

A través de la ecuación 4.8 calculamos el número de Rayleigh:

$$Ra = (783.3445)(696.304) = 5.4544 \times 10^5$$

Sustituyendo datos en la ecuación 4.7 se calcula el número de Nusselt:

$$Nu = \left\{ 0.60 + \frac{(0.387)(5.4544 \times 10^5)^{1/6}}{[1 + (0.559/696.304)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 = 16.6426$$

Despejamos el coeficiente de transferencia de calor exterior en la convección libre de acuerdo a la definición del número de Nusselt y sustituyendo los valores respectivos se tiene:

$$h_o = \frac{Nu \cdot k}{d_o} = \frac{(16.6426)(0.135837 \text{ W/m} \cdot \text{°C})}{(0.028 \text{ m})} = 80.7388 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

A partir de la ecuación (4.5) y considerando además que el área exterior e interior del tubo son iguales se calcula la resistencia térmica utilizando la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{\left[\frac{1}{A_i h_i} + \frac{1}{A_o h_o} \right]} = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \right] \frac{1}{A}} = \frac{A}{\left[\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \right]} \quad (4.10)$$

Sustituyendo los valores de h_i y h_o previamente calculados:

$$U = \frac{A}{\left[\frac{1}{4414.7524} + \frac{1}{80.7388} \right] \frac{m^2 \cdot \text{°C}}{W}} = 79.2887 \frac{W}{m^2 \cdot \text{°C}}$$

4.8 Cálculo del área total de transferencia de calor

Por definición, el área total es calculada a través de la ecuación:

$$A = \pi d_o L \quad (4.11)$$

Donde d_o es el diámetro exterior (0.028 m) y L es la longitud del tubo (37.76 m). Por lo tanto el área total de transferencia de calor exterior es:

$$A = 3.3215 \text{ m}^2$$

4.9 Cálculo de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (DTML)

El cálculo para la DTML se realiza en base a las temperaturas del aceite y del agua de enfriamiento en el que operará en el sistema de enfriamiento del sistema de regulación de las unidades de la segunda etapa.

Consiste en la diferencia de temperaturas en un extremo del cambiador, menos la diferencia de temperaturas en el otro extremo del cambiador, dividido entre el logaritmo neperiano del cociente de estas dos diferencias de temperaturas.

En base a las temperaturas de aceite y agua, el inciso (c) de la imagen 2.15 es el correspondiente para nuestro análisis. Para ello, se consideran las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos:

$$T_s = 34 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_1 = 27.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_2 = 31 \text{ }^\circ\text{C}$$

Donde T_s es la temperatura dentro del tanque sumidero, t_1 es la temperatura de entrada del agua en el serpentín y t_2 es la temperatura de salida del agua del serpentín. Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación 2.27 se tiene:

$$\Delta T_m = \frac{(31 - 27.5)}{\ln[(34 - 27.5)/(34 - 31)]} = 4.5267 \text{ }^\circ\text{C}$$

4.10 Cálculo del factor de corrección de las temperaturas

Para el valor del factor de corrección, F , cuando interviene un cambio de fase, como en el caso de la condensación o la ebullición, el fluido permanece normalmente a una temperatura constante y las relaciones se simplifican. Con esta condición, los parámetros que intervienen para el cálculo de este factor, P o R se hacen cero y se obtiene.

$$F = 1.0$$

4.11 Cálculo de transferencia de calor total

Con los valores de A , U , F y ΔT_m calculados previamente, se calcula el flujo de calor mediante la ecuación 2.29.

$$\dot{q} = U A F \Delta T_m$$

$$\dot{q} = \left(79.2887 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right) (3.3215 m^2)(1)(4.5267 ^\circ C)$$

$$\dot{q} = 1\,192.14 W$$

Este es la cantidad de calor total que transfiere el aceite al agua, con ello se mantiene en condiciones estables las propiedades del aceite además la operatividad de los equipos y elementos mecánicos que conforman el sistema de regulación trabajan de una manera muy eficiente.

Conclusión

En el tiempo que estuve como residente en la Central Hidroeléctrica Manuel Moreno Torres (Chicoasén) logré relacionar los conceptos y conocimientos adquiridos en las clases recibidas durante la carrera con su aplicación práctica logrando entender y así poder desarrollar de la manera más eficiente el proyecto de residencia profesional, además de poder adquirir un poco de experiencia laboral.

Se procuró ordenar la información de la mejor manera, de tal forma que a medida que se avance en el estudio no se tengan dudas sobre conceptos o análisis realizados y se tenga una visualización clara y objetiva.

El análisis de transferencia de calor realizado le será de utilidad a la Central ya que a través de este estudio le permitirá añadir un justificante más para el reemplazo de los actuales intercambiadores de calor en las unidades de la segunda etapa. Además de corroborar y aclarar cualquier sospecha sobre la eficiencia de los intercambiadores nuevos. Con ello se consigue controlar el rango de temperatura de trabajo en el aceite de regulación y contribuir al funcionamiento óptimo del sistema.

Fuentes de información

- J. P. Holman, Transferencia de calor por convección, tr del inglés por Pablo Assas Martínez de Morentín, primera edición, Mc Graw Hill, España, 1998,22 pp.
- J. P. Holman, transferencia de calor, tr por Dr. Raúl Valenzuela M. primera edición, compañía editorial continental, México, 1986.
- Frank P. Incropera y David P. De Witt, fundamentos de transferencia de calor, traducción por Ricardo cruz, cuarta edición, Prentice Hall, México, 1999.
- <http://www.fing.edu.uy/iimpi/academica/grado/tc1/teorico/FormulasCoefConvForzada.pdf>
- <http://www.ibeninson.com.ar/nsite/archivos/Conveccion.pdf>

Anexos

Anexo A

Tabla de líquido saturado (Transferencia de Calor. J. P. Holman 6 ed., pág. 451)

Tabla A-S Propiedades del agua (líquido saturado)*

°F	°C	c_p , kJ/kg·°C	ρ , kg/m ³	μ , kg/m·s	k , W/m °C	Pr	$\frac{g\beta\rho^2c_p}{\mu k}$, 1/m ³ °C
32	0	4.225	999.8	1.79×10^{-3}	0.566	13.25	1.91×10^9
40	4.44	4.208	999.8	1.55	0.575	11.35	6.34×10^9
50	10	4.195	999.2	1.31	0.585	9.40	1.08×10^{10}
60	15.56	4.186	998.6	1.12	0.595	7.88	1.46×10^{10}
70	21.11	4.179	997.4	9.8×10^{-4}	0.604	6.78	1.91×10^{10}
80	26.67	4.179	995.8	8.6	0.614	5.85	2.48×10^{10}
so	32.22	4.174	994.9	7.65	0.623	5.12	3.3×10^{10}
100	37.78	4.174	993.0	6.82	0.630	4.53	4.19×10^{10}
110	43.33	4.174	990.6	6.16	0.637	4.04	4.89×10^{10}
120	48.89	4.174	988.8	5.62	0.644	3.64	5.66×10^{10}
130	54.44	4.179	985.7	5.13	0.649	3.30	6.48×10^{10}
140	60	4.179	983.3	4.71	0.654	3.01	7.62×10^{10}
150	65.55	4.183	980.3	4.3	0.659	2.73	8.84×10^{10}
160	71.11	4.186	977.3	4.01	0.665	2.53	9.85×10^{10}
170	76.67	4.191	973.7	3.72	0.668	2.33	1.09×10^{11}
180	82.22	4.195	970.2	3.47	0.673	2.16	
190	87.78	4.199	966.7	3.27	0.675	2.03	
200	93.33	4.204	963.2	3.06	0.678	1.90	
220	104.4	4.216	955.1	2.67	0.684	1.66	
240	115.6	4.229	946.7	2.44	0.685	1.51	
260	126.7	4.250	937.2	2.19	0.685	1.36	
280	137.8	4.271	928.1	1.98	0.685	1.24	
300	148.9	4.296	918.0	1.86	0.684	1.17	
350	176.7	4.371	890.4	1.57	0.677	1.02	
400	204.4	4.467	859.4	1.36	0.665	1.00	
450	232.2	4.585	825.7	1.20	0.646	0.85	
500	260	4.731	785.2	1.07	0.616	0.83	
550	287.7	5.024	735.5	9.54×10^{-5}			
600	315.6	5.703	678.7	8.68			

* Adaptado de A. I. Brown y S. M. Marco, "Introduction to Heat Transfer," 3a. Ed., McGraw-Hill Book Company, New York, 1958.

Anexo B

Tabla de propiedades del aceite Mobil DTE Heavy Medium

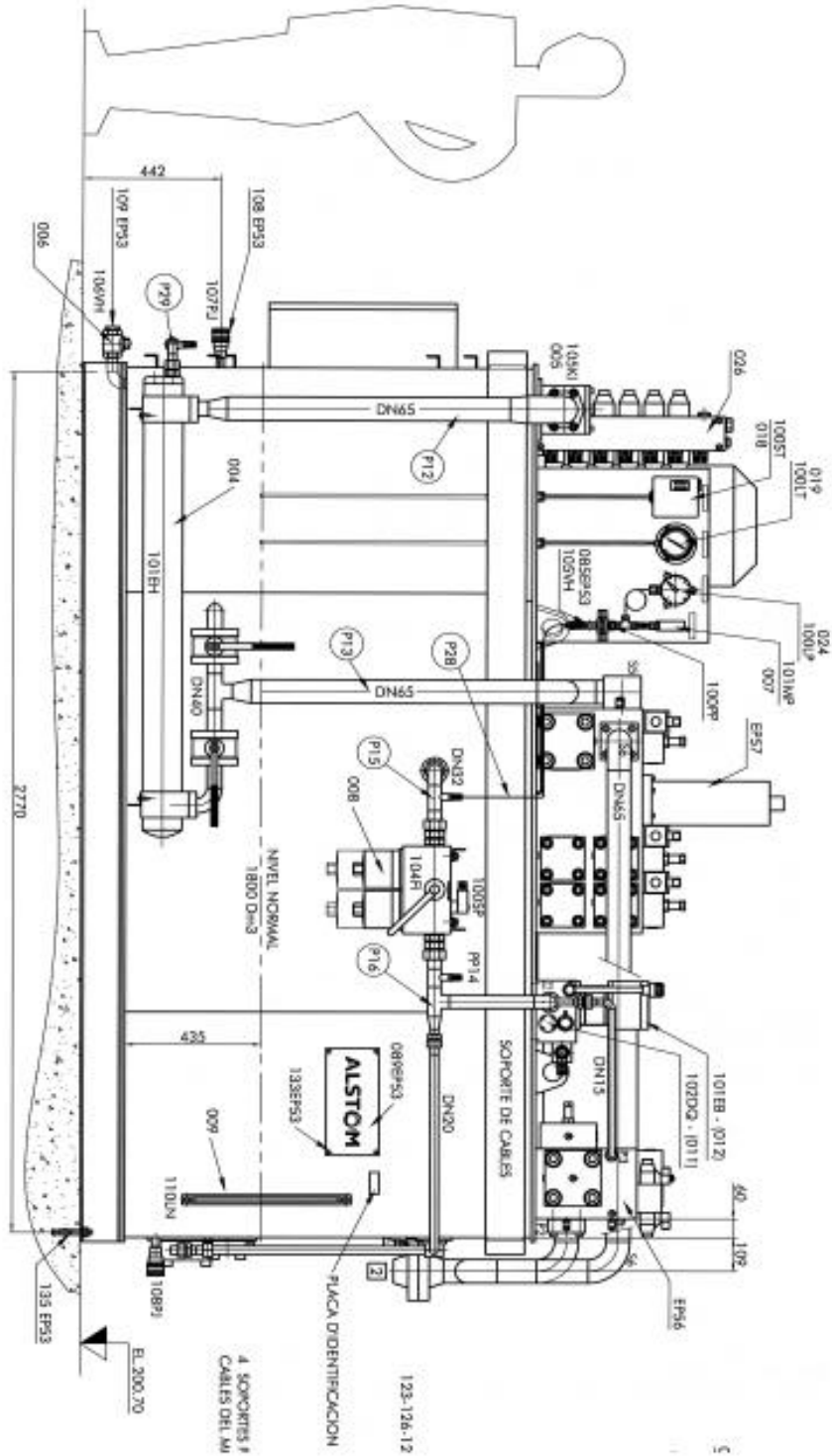
Mobil DTE Oil Light, Medium, Heavy, Heavy Medium

Lubricantes de Desempeño Premium para Circulación

Mobil DTE	Mobil DTE Ligh	Mobil DTE Medium	Mobil DTE Heavy Medium	Mobil DTE Heavy
Grado de Viscosidad ISO	32	46	68	100
Viscosidad, ASTM D 445				
cSt @ 40° C	31.0	44.5	65.1	95.1
cSt @ 100° C	5.5	6.9	8.7	10.9
Índice de Viscosidad, ASTM D 2270	102	98	95	92
Punto mínimo de fluidez, °C, ASTM D 97	-36	-27	-27	-24
Punto de inflamación, °C, ASTM D 92	218	221	223	237
Densidad @15° C kg/l, ASTM D 4052	0.85	0.86	0.87	0.88
TOST, ASTM D 943, Horas para 2 NN	5000	4500	3500	2800
FZG Scuffing, D5182, Etapa de Falla	8	9	10	10
Prevención de Hembrere, ASTM D 665,				
Agua Destilada	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa
Agua de Mar	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa
Separación del Agua, ASTM D 1401, Min. para 3 ml emulsión @ 54°C	15	20	20	30
Corrosión al Cobre, ASTM D 130, 3 hrs @ 121° C	1B	1B	1B	1B
Espumación, ASTM D 892, Seq I Tendencia/Estabilidad, ml/ml	200	500	500	500
Liberación de Aire, ASTM D 3427, 50° C, min.	2	3	4	8

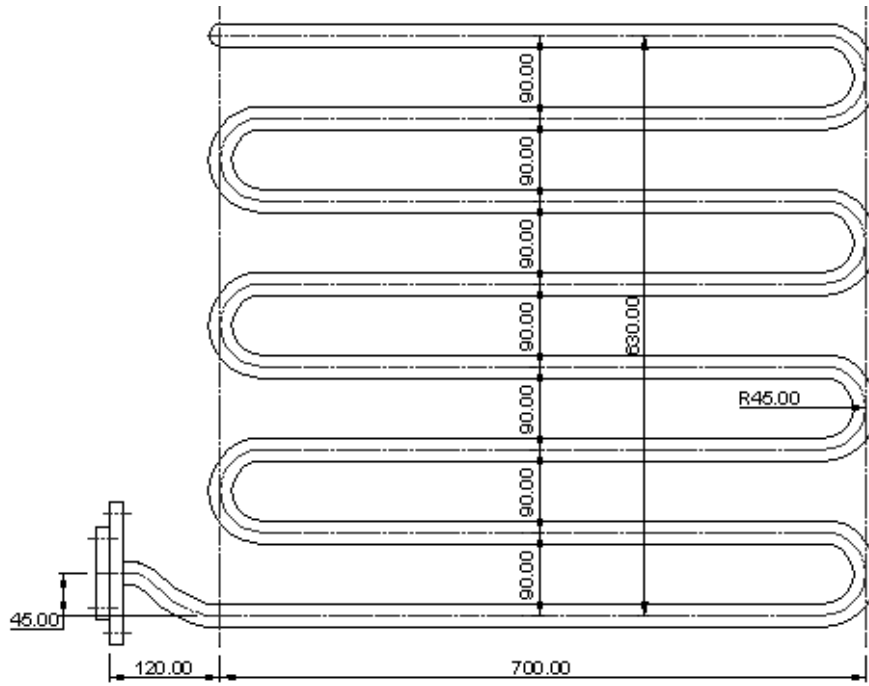
Anexo C

Plano del depósito de aceite del sistema de regulación (Vista lateral)

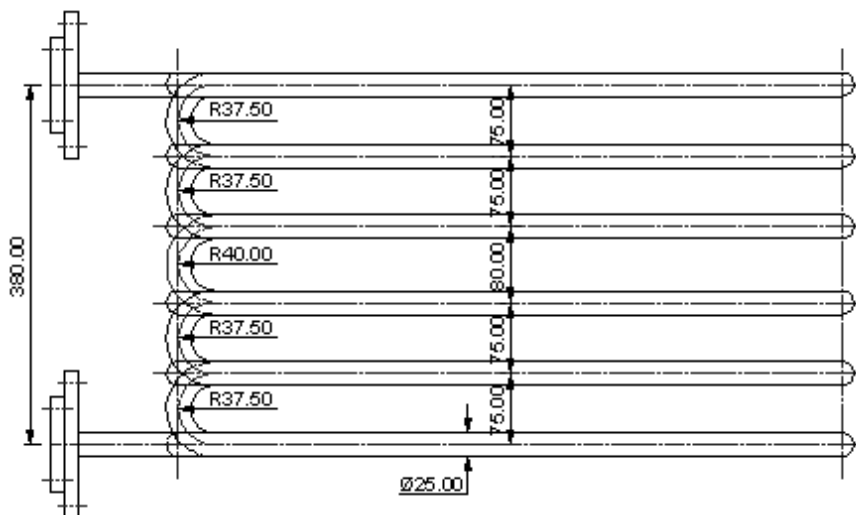


Anexo D

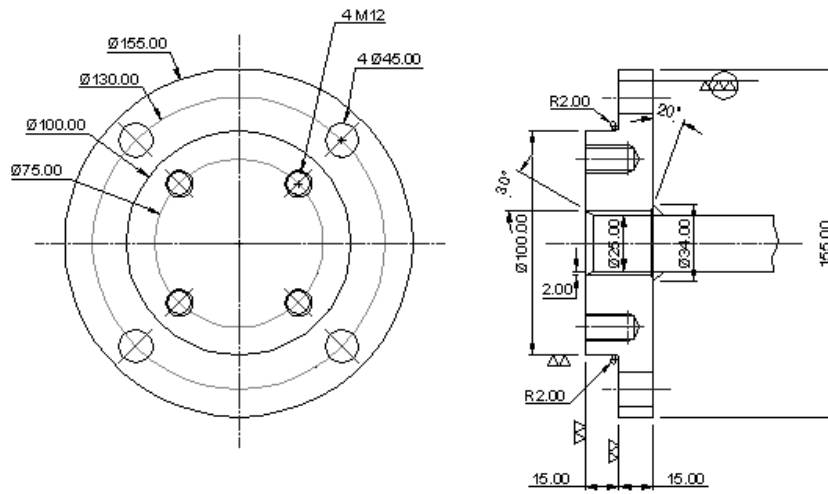
Dibujos del serpentín de agua de enfriamiento



VISTA SUPERIOR



VISTA LATERAL



BRIDAS