

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

## **Diseño, montaje y evaluación de intercambiador de aletas de tiro forzado en banco de pruebas termodinámico**

**Reynaldo Torres Burgos**

**Ingeniería electromecánica**

**Asesor**  
**M. Ing. Luis Fernando Cardona Sepúlveda**

**INSTITUTO TECNOLÓGICO METROPOLITANO**

**2019**

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## RESUMEN

---

El laboratorio de fluidos del ITM campus robledo está dotado con una variedad de equipos que son indispensables para las prácticas en asignaturas tales como termodinámica o transferencia de calor. Estos equipos permiten acercarse directamente al estudiante con los procesos térmicos de tal manera que se pueda visualizar lo que ocurre en el proceso y también se puedan medir las variables que intervienen en el mismo.

Para ello, existe un banco didáctico de un intercambiador de calor transparente de coraza y tubo agua-agua, que permite analizar de manera práctica, los cambios térmicos y los balances de energía en el intercambiador. El problema con ese equipo es que tiende al equilibrio térmico en pocos minutos, ya que las temperaturas de entrada y salida de fluido se igualan. Esto se da porque el agua que gana calor en el intercambiador retorna hacia el tanque de suministro de agua fría sin que antes se le retire parcial o totalmente el calor absorbido.

En este trabajo se presenta una mejora de este banco de pruebas, que permite que el tiempo de operación continua del equipo sea mayor. La mejora consiste en el diseño, montaje y evaluación de un intercambiador de aletas con tiro forzado aire-agua, el cual retira parte del calor absorbido por el agua que sale del intercambiador de tubo-carcasa por la línea de agua fría.

Para este intercambiador agua-aire se presentan los cálculos empleados para el diseño y dimensionamiento, así como el proceso de montaje y evaluación experimental. El equipo instalado ocupa poco espacio y se ubica de una manera tal, que no solo es funcional, sino que también mantiene la estética del banco de pruebas.

**Palabras clave:** intercambiador de aletas, transferencia de calor, banco de pruebas, balance de energía, banco de tubos

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

# RECONOCIMIENTOS

---

Primeramente, Lo que soy hoy, es gracias a los valores y moral infundidos por mi madre y mi padre los cuales en medio de nuestra humildad económica me disciplinaron para que fuera una persona de bien en la sociedad y me prepararon para encarar la vida de una manera responsable, dejándome la educación como el mejor tesoro. Gracias a todo ello hoy tengo una familia conformada por 2 niños y una bella esposa que al final son los que padecieron mi ausencia en todas esas noches que me formaba como profesional y es por ello que, al culminar este trabajo por medio de este producto de laboratorio, obtendré mi título como profesional de ingeniero en el ctromecanica que, sin dudarlo, se lo dedico a mi familia porque ellos son el motivo de seguir creciendo y ampliar mis horizontes.

Este trabajo también me llena de mucha satisfacción no solo por el resultado que produce como tal, sino que en él hay gran parte de mi vida laboral relacionada a este campo, ya que estuve trabajando durante 6 años en el área de la refrigeración y aire acondicionado; lo cual tuvo mucho que ver para elegir este producto de laboratorio como trabajo de grado.

Reconozco que todo lo que tengo es gracias a Dios y Él me dio el privilegio de estar en una empresa como *epm* la cual por medio de sus beneficios económicos me permitió hacer posible el sueño de culminar mi carrera profesional como ingeniero en electromecánica en una institución de educación superior como lo es el ITM.

Además, infinitas gracias al profesor Luis Fernando Cardona el cual no solo es un excelente profesor al que tuve el privilegio de ser estudiante, sino que también estuvo acompañándome en la asesoría para la ejecución de trabajo de grados y lo hizo de una manera profesional brindándome la mejor ayuda para el avance de este trabajo final. A todos los docentes de que me dictaron las diferentes materias les doy mis más profundos agradecimientos por todo el conocimiento brindado a lo largo de mi carrera, la cual hicieron de mi un ingeniero en electromecánica preparado para poner en práctica todo lo aprendido. Y ultimo gracias al ITM por permitirme hacer parte de su historia y ofrecerme el espacio en sus aulas para aprender y ser la persona que hoy soy, un profesional preparado y con valores adoptados de su institución.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

# ACRÓNIMOS

---

$A_s$  = Área superficial.

$A_{aleta}$  = Área superficial de las aletas.

$C_p$  = Calor específico del fluido.

$D_h$  = Diámetro hidráulico.

LMTD = Diferencia media logarítmica de temperatura.

$L$  = Longitud.

$F$  = Factor de corrección del número de Nusselt

$h$  = Coeficiente convectivo

$k$  = Conductividad térmica.

$\dot{m}$  = Flujo másico de los fluidos.

$N_U$  = Nusselt.

$\dot{Q}$  = Razón de transferencia de calor.

$P_r$  = Número de Prandtl del fluido.

$R_e$  = Reynolds promedio.

$T_e$  = Temperatura del fluido a la salida.

$T_i$  = Temperatura del fluido a la entrada.

$T_s$  = Temperatura superficial del tubo

$U$  = Coeficiente de transferencia de calor total.

$\nu$  = Viscosidad cinemática.

$V$  = Velocidad

$\Delta T_{ml}$  = Diferencia de temperatura media logarítmica.

$\rho$  = Densidad

$h$  = Como subíndice se refiere a un fluido caliente.

$c$  = Como subíndice se refiere a un fluido frío.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$i$  = Como subíndice indica cada especie química.

in = Como subíndice se refiere a entrada

out = Como subíndice se refiere a salida

min = Como subíndice se refiere a valor mínimo

máx = Como subíndice se refiere a valor máximo

# Lista de figuras

---

Figura 1. Intercambiador de coraza y tubo .....	9
Figura 2. Tanque de almacenamiento y bombas de agua del intercambiador de coraza y tubo .....	10
Figura 3. Vista lateral caja de control del intercambiador tubular. ....	10
Figura 4. Intercambiador con enfriador de agua .....	12
Figura 5. Ejemplo de transferencia de calor por convección (Cengel & Ghajar, 2011) .....	15
Figura 6. Transferencia de calor por radiación. (Cengel & Ghajar, 2011) .....	16
Figura 7. Intercambiador con superficie de aletas (Franco Lijó, 2006) .....	17
Figura 8. a) Aleta “louvered” b) Aleta plana y c) Aleta ondulada. (Valladares, 2000) .....	17
Figura 9. Intercambiador de calor de flujo cruzado (Cengel & Ghajar, 2011) .....	18
Figura 10. Radiador de vehículo. (Cengel & Ghajar, 2011) .....	19
Figura 11. Ejemplo de ventilador centrífugo. (Palau, 2019) .....	20
Figura 12. Ejemplo de ventilador axial (Palau, 2019) .....	20
Figura 13. Campana ventilador (Industrial fan, 2019) .....	21
Figura 14. Símbolo de válvula de cierre .....	21
Figura 15. Válvula de bola (Galoto, 2016) .....	22
Figura 16. Ejemplo de un intercambiador de calor de coraza y tubos (Cengel & Ghajar, 2011) .....	23
Figura 17. Medidor de caudal de agua.....	25
Figura 18. Serpentín de referencia.....	26
Figura 19. Lámina galvanizada utilizada.....	30
Figura 20. Ensamble de difusor y tolva serpentín.....	30
Figura 21. Soportes del serpentín .....	31
Figura 22. Pintura del difusor.....	32
Figura 23. Cambio de caja metálica .....	32
Figura 24. Válvulas bypass.....	33
Figura 25. <i>Producto terminado.</i> .....	37
Figura 26. Temperatura de aire en el serpentín. Izquierda) entrada, Derecha) salida .....	38
Figura 27. Velocidad del aire a la entrada del serpentín. ....	39
Figura 28. Temperatura agua a la salida del serpentín (enfriada). ....	40
Figura 29. Temperatura del agua retornada del intercambiador carcasa–tubo.....	40
Figura 30. <i>Temperatura del agua caliente a la entrada del intercambiador carcasa-tubo.</i> .....	41
Figura 31. <i>Temperatura del agua caliente a la salida del intercambiador de carcasa-tubo.</i> .....	41

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

# Lista de tablas

---

Tabla 1. Tabla de cálculos.....	29
Tabla 2: Resultados de cálculos de dimensionamiento de serpentín .....	36
Tabla 3. Cálculo final de serpentín basado en los datos experimentales .....	42

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## TABLA DE CONTENIDO

1. INTRODUCCIÓN .....	9
1.1 Objetivo general .....	12
1.2 Objetivos Específicos .....	13
2. MARCO TEÓRICO .....	14
2.1 Transferencia de calor .....	14
2.1.1 Conducción .....	14
2.1.2 Convección.....	14
2.1.3 Radiación .....	16
2.1.4 Transferencia de calor desde superficies con aletas .....	16
2.2 Intercambiador de flujo cruzado de flujo no mezclado.....	17
2.3 Radiador.....	18
2.4 Ventilador .....	19
2.5 Válvulas de corte y de bola .....	21
2.6 Intercambiador de calor de coraza y tubo.....	22
2.7 Método LMTD para análisis de intercambiadores de calor.....	23
3. METODOLOGÍA .....	24
3.1 Toma inicial de datos en sitio .....	24
3.2 Cálculos de dimensionamiento del serpentín .....	25
3.3 Instalación del serpentín.....	29
3.4 Evaluación experimental del serpentín .....	33
4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN .....	35
4.1 Resultados de toma inicial de datos en sitio .....	35
4.2 Resultados de los cálculos del dimensionamiento del serpentín.....	35
4.3 Resultados de la instalación del serpentín .....	36
4.4 Resultados de la evaluación experimental del serpentín.....	37
CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO.....	44
Recomendaciones.....	45
Trabajo futuro.....	45
REFERENCIAS .....	46

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

# 1. INTRODUCCIÓN

---

El campo de la termodinámica, el intercambiador de calor es un dispositivo fundamental para la transferencia de calor en un proceso térmico. El ITM tiene un prototipo didáctico de un intercambiador de coraza y tubo con cuerpo acrílico transparente, que se encuentra en el laboratorio de fluidos, el cual es una herramienta de apoyo para el estudio de las asignaturas de termodinámica, transferencia de calor y máquinas térmicas entre otras. Este equipo se presenta de la Figura 1 a la Figura 3.

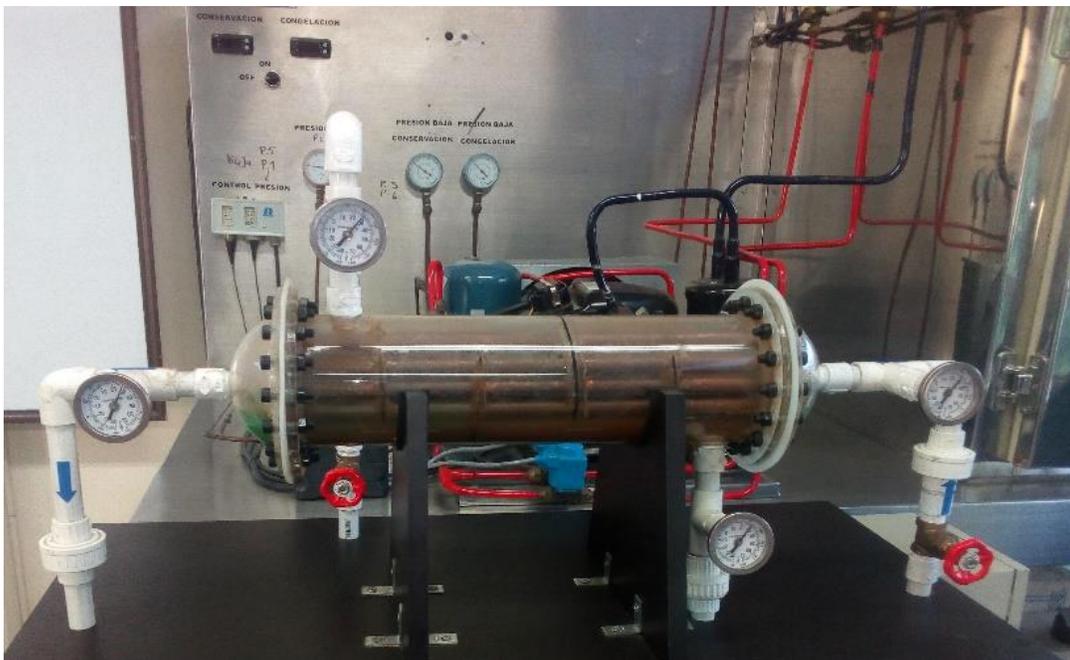


Figura 1. Intercambiador de coraza y tubo



Figura 2. Tanque de almacenamiento y bombas de agua del intercambiador de coraza y tubo



Figura 3. Vista lateral caja de control del intercambiador tubular.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

En este prototipo se encuentran dos recipientes que almacenan agua:

- En uno de ellos está sumergida una resistencia eléctrica, que puede elevar la temperatura del agua hasta 50°C. Una bomba centrífuga impulsa este fluido caliente a través de la coraza del intercambiador. Una vez pasa por el intercambiador, el agua retorna al mismo tanque.
- En el otro tanque, el agua inicialmente a temperatura ambiente se bombea (por medio de otra bomba centrífuga) para que fluya al interior de los tubos de cobre del intercambiador. Esta agua absorbe calor en el intercambiador y regresa al mismo tanque a una temperatura un poco más alta. Al cabo de unos pocos minutos, el agua de este tanque alcanza prácticamente la misma temperatura del fluido caliente por lo que se genera equilibrio térmico en todo el sistema. Debido a esto, el tiempo de demostración del proceso disminuye, afectando el fin para lo cual se creó este dispositivo termodinámico de aprendizaje.

Lo que se propone en este trabajo es el diseño, montaje y evaluación de un intercambiador de calor de aletas con tiro forzado, con el fin de disminuir la temperatura del agua a temperatura ambiente, que regresa proveniente del intercambiador prototipo (de coraza y tubo). El modelo realizado se instala al lado derecho del banco, de tal manera que no ocupa mayor espacio, tal como se presenta en la

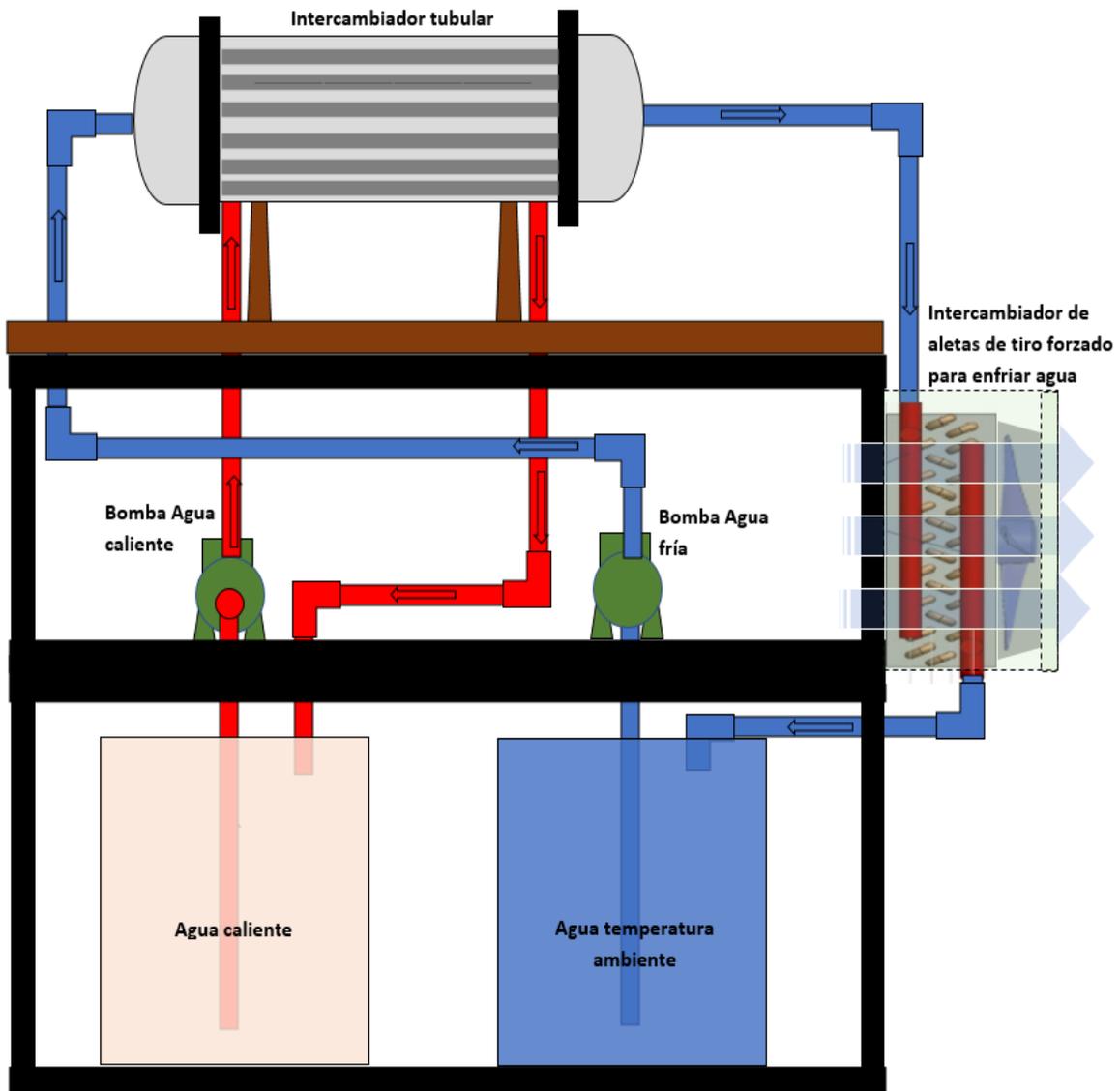


Figura 4. Intercambiador con enfriador de agua

## 1.1 Objetivo general

Diseñar, instalar y evaluar un intercambiador de calor de aletas que permita el funcionamiento continuo del banco de pruebas termodinámico.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 1.2 Objetivos Específicos

1. Dimensionar e instalar el intercambiador de calor de aletas necesario para el funcionamiento normal del banco de pruebas termodinámico.
2. Evaluar el desempeño del funcionamiento del intercambiador de calor de aletas del banco de pruebas termodinámico

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 2. MARCO TEÓRICO

---

### 2.1 Transferencia de calor

Es la ciencia que trata de predecir el intercambio de energía entre dos fluidos como resultado de una diferencia de temperatura. Esta ciencia no sólo explica los mecanismos de transferencia de energía en forma de calor, sino también la rapidez con la que ocurre esa transferencia. Por tanto, proporciona leyes experimentales adicionales que se usan para establecer la rapidez de la transferencia de energía. Los tres mecanismos de transferencia de calor son conducción, convección y radiación (Cengel & Ghajar, 2011).

#### 2.1.1 Conducción

Es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las menos energéticas, como resultado de interacciones entre las partículas. La conducción puede ocurrir sólidos, líquidos o gases:

- En los gases y líquidos, 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 rapidez o razón de la conducción de calor a través de un medio depende de su geometría, espesor y el material, así como de la diferencia de temperatura a través de él (Cengel & Ghajar, 2011).

#### 2.1.2 Convección

Es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que está en movimiento, tal como se muestra en la Figura 5. Entre mayor velocidad tenga el fluido,

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

mayor es la transferencia de calor por convección. En ausencia de movimiento del fluido, el mecanismo de transferencia de calor es la conducción y no la convección (Cengel & Ghajar, 2011).

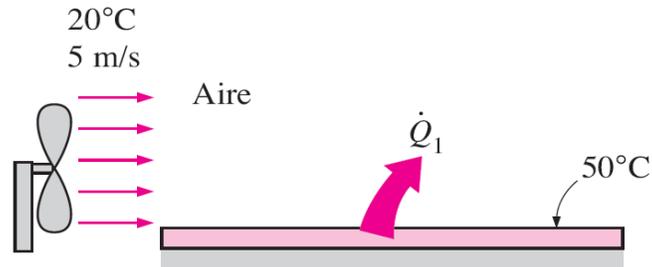


Figura 5. Ejemplo de transferencia de calor por convección (Cengel & Ghajar, 2011)

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

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (1)$$

Donde:

$\dot{Q}_{conv}$ : Tasa de transferencia de calor por convección, W

$h$ : Coeficiente de transferencia de calor por convección,  $W/m^2 \cdot ^\circ C$

$A_s$ : Área superficial de transferencia de calor,  $m^2$

$T_s$ : Temperatura de la superficie,  $^\circ C$

$T_\infty$ : Temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie,  $^\circ C$

El coeficiente  $h$  se suele calcular a partir del número adimensional de Nusselt, que se define como:

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad (2)$$

Donde:

$k$  es la conductividad térmica del fluido,  $W/m \cdot ^\circ C$

$L_c$  es la longitud característica, m

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 2.1.3 Radiación

Es la energía emitida por la materia que se encuentra a una temperatura finita, tal como se muestra en la Figura 6. La radiación se puede atribuir a cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. La energía emitida por radiación es transportada por ondas electromagnéticas (o alternativamente, fotones) (Cengel & Ghajar, 2011).

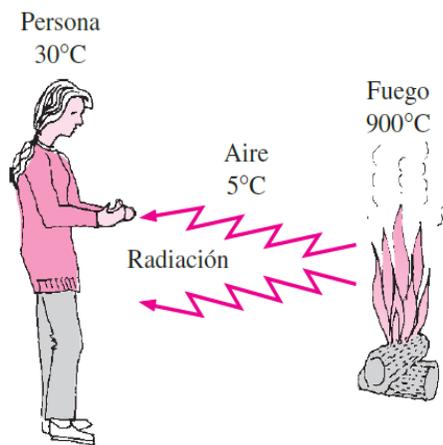


Figura 6. Transferencia de calor por radiación. (Cengel & Ghajar, 2011)

### 2.1.4 Transferencia de calor desde superficies con aletas

La razón de la transferencia de calor por convección viene dada por la ecuación (1). Por lo general, las temperaturas  $T_s$  y  $T_\infty$  no se pueden modificar, por lo que existen *dos maneras* de incrementar la razón de la transferencia de calor: aumentar el *coeficiente de transferencia de calor por convección*,  $h$ , o *aumentar el área superficial*  $A_s$ . El aumento de  $h$  puede requerir la instalación de una bomba o ventilador, o reemplazar el existente con uno más grande lo cual puede resultar costos.

La idea entonces es aumentar el área superficial al agregar unas *superficies extendidas* llamadas *aletas*, hechas de materiales como el aluminio, que son buenos conductores de calor. Las aletas mejoran la transferencia de calor desde una superficie al exponer un área más grande a la convección y la radiación. Un ejemplo un intercambiador de calor con aletas se presenta en la Figura 7.

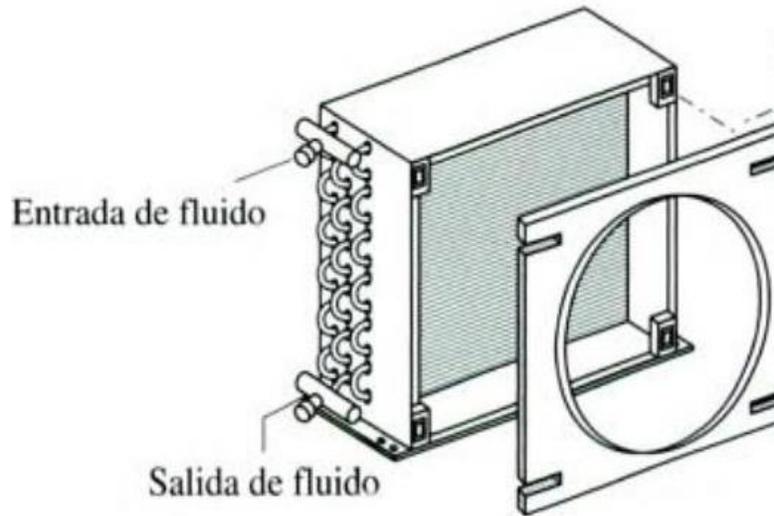


Figura 7. Intercambiador con superficie de aletas (Franco Lijó, 2006)

Las superficies de transferencia de calor más usadas en el campo industrial del aire acondicionado y sistemas frigoríficos se presentan en la Figura 8, donde la unión del tubo con aleta puede ser de tipo mecánico (ajuste forzado entre aleta y tubo) o fijado o unido por soldadura (Valladares, 2000). En la práctica es mucha la variedad geométrica como se encuentra configurada la superficie aleteada, así como la tubería por donde circula el fluido.

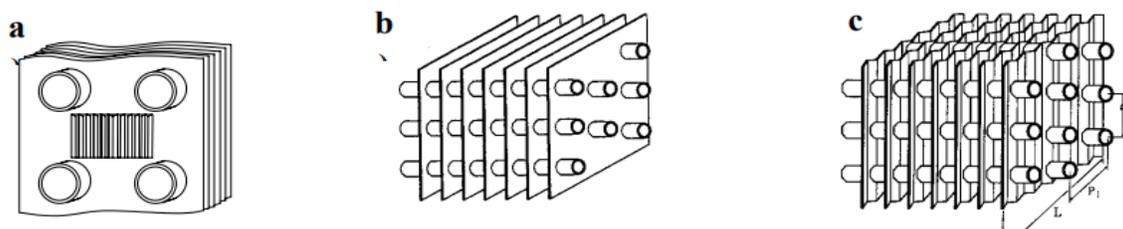


Figura 8. a) Aleta "louvered" b) Aleta plana y c) Aleta ondulada. (Valladares, 2000)

## 2.2 Intercambiador de flujo cruzado de flujo no mezclado

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Son intercambiadores compactos donde los dos fluidos suelen moverse de manera perpendicular entre sí, tal como se poder ver en la Figura 9. Se dice que el flujo cruzado es “no mezclado” ya que las aletas de placa fuerzan al fluido a moverse por un espaciamiento particular entre ellas e impiden su movimiento en la dirección transversal (es decir, paralelo a los tubos). Si no tuvieran esas placas, se hablaría de flujo “mezclado”, dado que el fluido externo tendría la libertad para moverse en la dirección transversal. Un ejemplo típico de un intercambiador de flujo cruzado no mezclado es el radiador de un automóvil (Kumar, Kumar, & Handa, 2018).

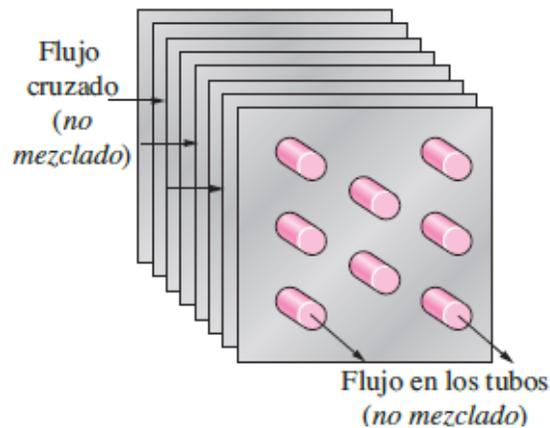


Figura 9. Intercambiador de calor de flujo cruzado (Cengel & Ghajar, 2011)

### 2.3 Radiador

Es un intercambiador de calor de flujo cruzado destinado a transferir calor del líquido enfriador al aire circundante. Este es uno del dispositivo más usado en la industria automotriz para la refrigeración de los motores a combustión de los vehículos, como se muestra en la Figura 10. Aunque se denomina “radiador”, la transferencia de calor por radiación no es significativa ya que estos equipos suelen trabajar a temperaturas menores a 400°C. Por lo tanto, un nombre más apropiado para este dispositivo sería “convector”, ya que el mecanismo principal de transferencia de calor es la convección.

La transferencia de calor en los componentes de los radiadores se modela asumiendo que el número de Nusselt sigue una ecuación de la forma  $Nu = aRe^b Pr^{1/3}$ , donde a y b constantes empíricas que

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

cambian dependiendo del arreglo geométrico,  $Re$  es el número de Reynolds (adimensional) y  $Pr$  el número de Prandtl, adimensional (Romero Piedrahita & Carranza Sanchez, 2007).

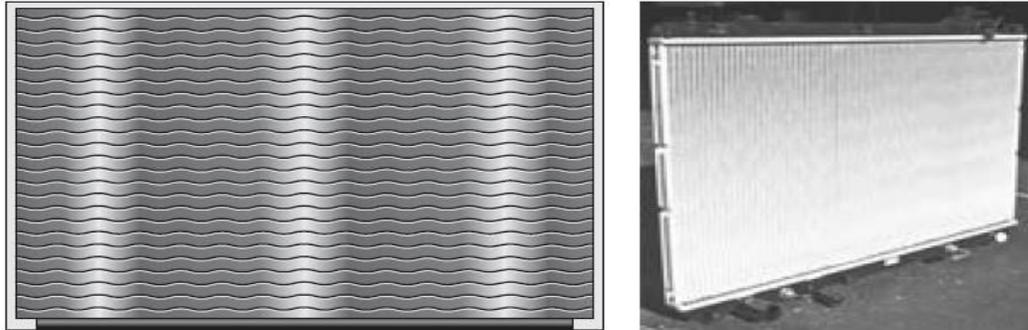


Figura 10. Radiador de vehículo. (Cengel & Ghajar, 2011)

## 2.4 Ventilador

Es una turbo-máquina que actúa como una bomba de gases, es decir, absorbe energía mecánica y se la entrega a un gas, incrementando su presión/velocidad de tal manera que la compresibilidad sea despreciable. Teniendo la presión y flujo, los ventiladores se clasifican (Mataix, 1986):

### Según la presión total desarrollada

- **Ventilador de baja presión:** la presión total desarrollada es inferior a 10 mbar.
- **Ventilador de media presión:** presión total desarrollada entre 10 mbar y 30 mbar.
- **Ventilador de alta presión.** Presión total desarrollada entre a los 30 mbar e inferior a 100 mbar (en este último la presión ya es apreciable).

### Según la dirección del flujo.

- **Ventiladores centrífugos:** En estos, el aire entra en dirección axial y sale en dirección radial, es por eso que se le conocen también como ventiladores radiales. Esta clase de dispositivos se presenta en la Figura 11. Los ventiladores centrífugos presentan dos tipos de álabes: curvados hacia atrás o curvados hacia delante, lo que confiere diferentes características de presión y caudal al equipo. A su vez, este tipo de ventiladores se aplican

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

en fancoils, UTA's (Unidades de Tratamiento de Aire) y en unidades interiores de sistemas de expansión directa (Soler y Palau., 2018).



Figura 11. Ejemplo de ventilador centrífugo. (Palau, 2019)

- **Ventiladores axiales:** En estos equipos, el flujo de aire sigue la dirección del eje del ventilador (paralelo al eje del ventilador). El aire es impulsado por una hélice dotada de un número variable de álabes que están ancladas en un núcleo central, tal como se muestra en la Figura 12. Aunque se suelen emplear en descarga libre, también se emplean en conductos y en baterías condensadoras y evaporadoras (Soler y Palau., 2018).



Figura 12. Ejemplo de ventilador axial (Palau, 2019)

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Los ventiladores suelen tener instalado una tolva o campana. Estos son dispositivos que, aparte de proteger las aspas del ventilador, tiene como función principal el encausamiento del flujo del aire forzado que pasa a través de las aletas del serpentín para refrigerar o bajar la temperatura del fluido que pasa a través de éste. Estos dispositivos pueden fabricarse de diferentes materiales como metálicos, plásticos entres otros y se puede visualizar en la Figura 13.

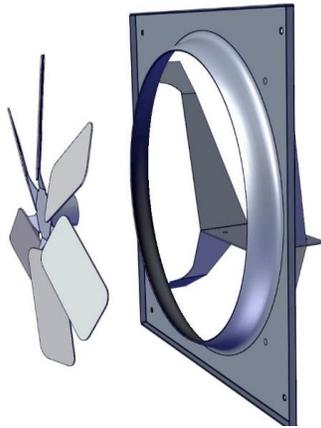


Figura 13. Campana ventilador (*Industrial fan, 2019*)

## 2.5 Válvulas de corte y de bola

Las válvulas de corte o cierre se utilizan con el fin de aislar instrumentos, dispositivos o elementos de la tubería durante el mantenimiento. También se usan para desviar la corriente del flujo a otros lugares. Normalmente este tipo de válvula son del mismo tamaño de la tubería, así como el diámetro interior es semejante al diámetro interior de la tubería. La simbología de esta se representa como se muestra en la Figura 14.



Figura 14. Símbolo de válvula de cierre

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Por otra parte, las válvulas de bolas poseen en su interior una bola taladrada la cual gira entre asientos elásticos. El giro del accionamiento de este tipo de válvula es de  $\frac{1}{4}$  de vuelta, permitiendo una circulación directa en posición abierta. Se recomendada para servicio de conducción y corte, sin estrangulación. Son de apertura rápida y pueden ser utilizadas para aplicaciones donde el fluido esté a alta temperatura (Galoto, 2016). En la Figura 15 se muestra un esquema de una válvula de bola.

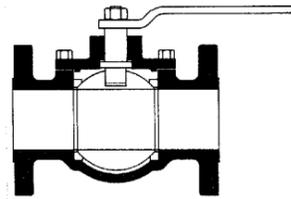


Figura 15. Válvula de bola (Galoto, 2016)

## 2.6 Intercambiador de calor de coraza y tubo

Es el tipo de intercambiador más empleado en la industria. La geometría y la distribución de los tubos puede ser modificada cambiando el número de pasos por los tubos y la cantidad de pasos de estos por la coraza, así como el diámetro, la longitud y la orientación de los mismos. La Figura 16 muestra un ejemplo de este tipo de intercambiador. También es común encontrar intercambiadores de coraza y tubos con baffles internos, que mejoran el patrón de flujo interno, aumentan la transferencia de calor y adicionalmente sirven de soporte estructural del equipo (El-Said & Al-Sood, 2019).

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

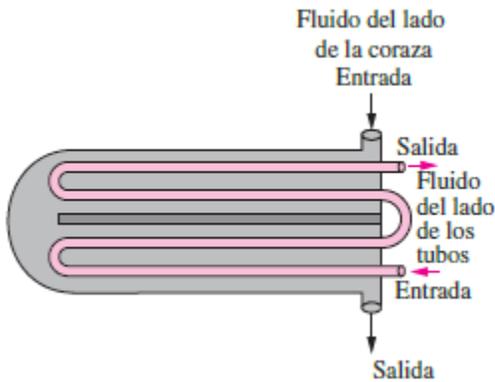


Figura 16. Ejemplo de un intercambiador de calor de coraza y tubos (Cengel & Ghajar, 2011)

## 2.7 Método LMTD para análisis de intercambiadores de calor

Este es uno de los métodos más populares para dimensionar intercambiadores de calor (Li, Huang, Xu, Wen, & Wu, 2017). En este método, el calor transferido por un intercambiador de calor se calcula con la siguiente ecuación (Cengel & Ghajar, 2011):

$$\dot{Q} = F * U * A_s * \Delta T_{ml} \quad (3)$$

Donde  $\dot{Q}$  es la tasa de transferencia de calor,  $F$  es un factor de corrección (igual a 1 en intercambiadores de tubo concéntrico),  $A_s$  es el área superficial de transferencia de calor,  $U$  es el coeficiente de transferencia de calor total y  $\Delta T_{ml}$  es la diferencia de temperatura media logarítmica.

El cálculo de  $\Delta T_{ml}$  depende del tipo de intercambiador. Por ejemplo, para intercambiadores de tubo concéntrico a contraflujo, se tiene que (Incropera & De witt, 1999):

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (4)$$

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out} \quad (5)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,ent} \quad (6)$$

Donde:

- $T_{h,in}$  = Temperatura de entrada del fluido caliente al intercambiador.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- $T_{h,out}$  = Temperatura de salida del fluido caliente al intercambiador.
- $T_{c,in}$  = Temperatura de entrada del fluido frío al intercambiador.
- $T_{c,out}$  = Temperatura de salida del fluido frío al intercambiador.

## 3. METODOLOGÍA

---

### 3.1 Toma inicial de datos en sitio

Para el diseño y montaje del intercambiador de aletas de flujo cruzado aire-agua con tiro forzado (de ahora en adelante llamado “serpentín”), se inicia con la observación del banco de pruebas de prueba, dibujando una propuesta inicial de serpentín que se puede ver en la Figura 4.

A continuación, se procede poner en marcha y funcionamiento el banco de pruebas para la observación y medida de variables que ayuden a dimensionar este intercambiador. Las variables que se miden son:

- Temperaturas de entrada y salida de la línea de agua “cold”. Para esto se utiliza el medidor análogo ya instalado en el equipo.
- Temperaturas de entrada y salida de la línea de agua “hot”. Para esto se utiliza el medidor análogo ya instalado en el equipo.
- Caudal de agua que retorna al tanque o recipiente de agua “cold”. Para esto se utiliza un medidor de caudal de agua potable domiciliario facilitado por EPM, ver Figura 17, instalándolo en serie con la línea ya mencionada y cronometrando en un minuto la cantidad de agua que retorna en ese tiempo (aforando).

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

De esa manera se estima un tamaño de serpentín adecuado para lograr retirar calor del agua que retorna de la transferencia de la línea “hot”. Las ecuaciones utilizadas para estos cálculos se presentan en la siguiente sección.

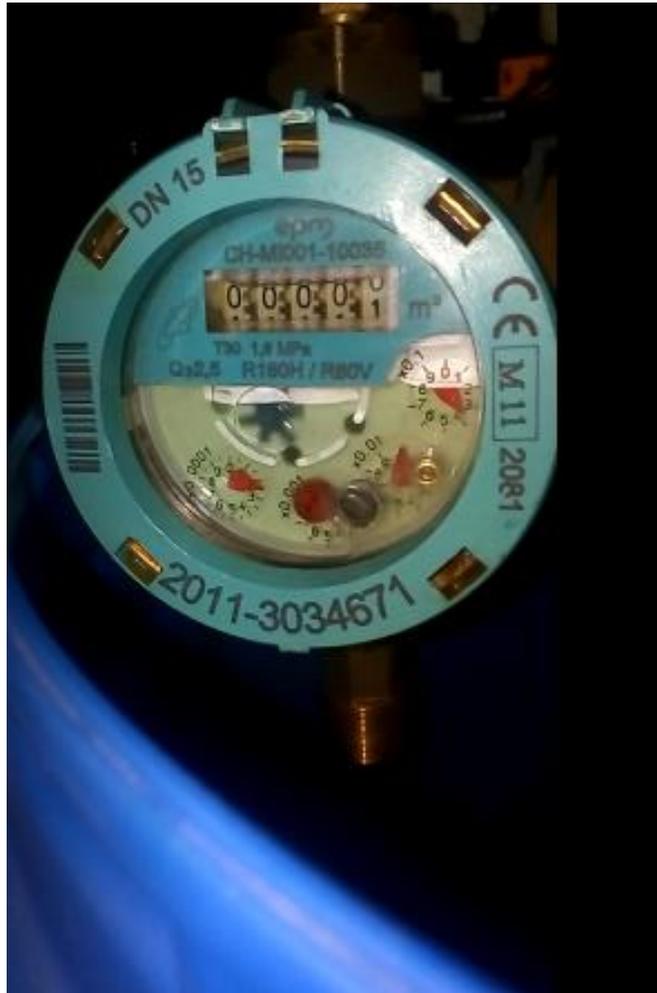


Figura 17. Medidor de caudal de agua.

### 3.2 Cálculos de dimensionamiento del serpentín

Teniendo en cuenta la necesidad y las condiciones del banco de prueba se toma como punto de referencia un intercambiador ya existente en el laboratorio, que se muestra en la Figura 18, para obtener unas dimensiones tentativas de la tubería y las aletas para los cálculos.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 18. Serpentín de referencia.

Teniendo en cuenta los datos experimentales, se calculó el caudal aforando con la siguiente ecuación

$$Q = \frac{V}{t} \quad (7)$$

Donde:

$Q$  = Caudal, m<sup>3</sup>/s

$V$  = Volumen, m<sup>3</sup>

$t$  = Tiempo, s

Con el caudal se obtuvo el flujo másico:

$$\dot{m} = \frac{\rho}{Q} \quad (8)$$

Donde

$\dot{m}$  = Flujo másico, kg/s

$\rho$  = Densidad, kg/m<sup>3</sup>

El modelo de intercambio de calor se aproximó como un caso de convección interna forzada al interior de un solo tubo con temperatura superficial constante. Para ese modelo, el área superficial de transferencia de calor interna se calcula como:

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$A_s = \pi \cdot D_h \cdot L \quad (9)$$

Donde:

$A_s$  = Área superficial, m<sup>2</sup>

$D_h$  = Diámetro hidráulico del tubo, m

$L$  = Longitud total del tubo, m

Con el área superficial y el caudal, es posible calcular la velocidad promedio del agua al interior del tubo  $V_{prom}$ :

$$V_{prom} = \frac{Q}{A_s} \quad (10)$$

El número adimensional de Reynolds Re se calcula como:

$$Re = \frac{V_{prom} D_h}{\nu} \quad (11)$$

Donde  $\nu$  es la viscosidad cinemática del agua a la temperatura promedio. Con el número de Reynolds y el Prandtl del fluido (propiedad obtenida de tabla (Cengel & Ghajar, 2011)) se procede a calcular el número adimensional de Nusselt:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{1/3} \quad (12)$$

El coeficiente convectivo h se puede entonces despejar de la siguiente expresión:

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (13)$$

Donde k es la conductividad térmica del agua. La temperatura de salida del agua del tubo del serpentín se puede estimar con la siguiente formula:

$$T_e = T_s - (T_s - T_i)^{(-h A_s / \dot{m} C_p)} \quad (14)$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Donde:

$T_e$  = Temperatura de salida, °C

$T_i$  = Temperatura de entrada, °C

$T_s$  = Temperatura superficial, °C

$h$  = Coeficiente de transferencia de calor, W/m<sup>2</sup>°C

$C_p$  = Calor específico a presión constante, J/kg K

$A_s$  = Área superficial, m<sup>2</sup>

$\dot{m}$  = Flujo másico, kg/s

Por primera ley de la termodinámica, la tasa de transferencia de calor en el agua que pasa por el serpentín es:

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p (T_e - T_i) \quad (15)$$

La anterior ecuación también se utiliza para calcular la transferencia de calor en el intercambiador de coraza y tubo, en el fluido que se calienta. El serpentín diseñado debe entonces disipar aproximadamente la misma cantidad de calor que el fluido caliente le entrega al frío en el intercambiador de carcasa y tubo, para evitar que las temperaturas de los dos tanques se igualen y se presente el equilibrio térmico.

Adicionalmente, este calor se puede comparar contra el calor calculado con la siguiente expresión:

$$\dot{Q} = h A_s \Delta T_{ml} \quad (16)$$

Donde  $\Delta T_{ml}$  es la temperatura media logarítmica en °C:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_i)}{\ln \frac{(T_s - T_e)}{(T_s - T_i)}} \quad (17)$$

Haciendo uso del listado anterior de ecuaciones, se procedió a realizar de manera manual los cálculos y luego para efectos de flexibilidad se crea una tabla dinámica en Excel, la cual permite

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

ejecutar los cálculos más rápido y brinda una flexibilidad para variar o cambiar los datos, ver Tabla 1.

Tabla 1. Tabla de cálculos

Cálculos del serpentín		
Densidad		kg/m <sup>3</sup>
Conductividad termica (k)		W/m°C
Calor específico (Cp)		J/(kg°C)
Número de Prandtl (Pr)		
Viscosidad dinámica (μ)		kg/(m*s)
Viscosidad cinemática (ν)		m <sup>2</sup> /s
Diámetro hidráulico (Dh)		m
Área sección tubo (Ac)		m <sup>2</sup>
Caudal (Q)		m <sup>3</sup> /min
Velocidad promedio (Vprom)		m/s
Número de Reynolds (Re)		
Número de Nusselt (Nu)		
Coefficiente convectivo (h)		W/(m <sup>2</sup> °C)
Temperatura superficial serpentín		°C
Temperatura entrada (Ti)		°C
Flujo másico (ṁ)		kg/s
Longitud total tubos (L)		m
Área superficial (As)		m <sup>2</sup>
Temperatura de salida (Te)		°C
Diferencia media logarítmica (Δtlm)		°C
Tasa de transferencia de calor (Q̇)		W

### 3.3 Instalación del serpentín

Después de realizados los cálculos de un serpentín acordes con las necesidades de funcionamiento y espacio, se adquirió un serpentín con un tamaño semejante al cálculo realizado y se inicia la instalación en el banco de pruebas, adaptándole un ventilador para hacer pruebas con tiro forzado. Para lo cual este último es necesario construir una tolva o campana al dispositivo para encausar el aire por el serpentín de tal modo que pueda realizarse la transferencia de calor en toda el área de éste. Se adquiere lámina de acero galvanizado con las medidas acorde al serpentín adquirido para fabricar el difusor y tolva que se encargara de direccionar el flujo del aire (ver figura 21).



Figura 19. Lámina galvanizada utilizada

Siguiendo con la instalación del serpentín fue necesario también realizar un proceso de soldadura por arco eléctrico de una estructura en perfil de acero para sostener el serpentín al banco de prueba. En este proceso fue necesario trabajos de corte de perfil de acero de 1" en L, con el fin de que se mantuviera la simetría con la estructura ya establecida en el banco de pruebas. Este proceso se ilustra en la Figura 20 y la Figura 21.



Figura 20. Ensamble de difusor y tolva serpentín.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 21. Soportes del serpentín

A continuación, tuvo lugar la pintura en aerosol de color negro del difusor y la tolva, cuyo color contrasta con el del banco de prueba y de igual manera se pintó la estructura soldada para su soporte (ver Figura 22). Con la instalación de un nuevo elemento eléctrico como fue el motor eléctrico de 110VAC del ventilador se vio la necesidad de cambiar de posición de la caja metálica de contactores donde se encontraba antes, es decir, en la parte lateral derecha del banco, trasladándola hacia el frente del banco, quedando así la caja metálica de contactores y el controlador de temperatura al frente del banco de pruebas, lo que resulto siendo para efectos de estética un buen cambio (ver Figura 23). En este cambio hubo que desconectar cables de conexión, añadir nuevo cable por cuestiones de longitud y tener en cuenta los consumos y la protección del circuito de potencia del banco de prueba.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 22. Pintura del difusor.



Figura 23. Cambio de caja metálica

Con el fin de realizar posibles pruebas o ensayos del banco de pruebas sin el uso de serpentín, para efectos de mantenimiento y desmontaje de éste, se instalaron dos válvulas de cierre o de corte del tipo esféricas en PVC, a manera de bypass para desviar el fluido de la tubería del agua que retorna de la línea “cold” hacia el serpentín o viceversa; dándole flexibilidad al sistema hidráulico para efectos de comparación y de igual manera un fácil del desmontaje del serpentín para cualquier mantenimiento y/o cambio que se le pueda realizar, sin tener que afectar el normal funcionamiento del banco de pruebas. Estas válvulas que conforman el bypass se pueden ver en la Figura 24.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 24. Válvulas bypass.

Ya montado el intercambiador de aletas con tiro forzado, se procede a poner en funcionamiento y tomar medidas después de satisfacer la necesidad para lo cual fue creado, es decir, un buen diferencial de temperatura entre la entrada de la línea de agua “cold” y retorno la misma después de haber pasado por le serpentín.

### 3.4 Evaluación experimental del serpentín

Finalmente se prueba experimentalmente el serpentín, tomando datos en sitio que permiten calcular la tasa de transferencia de calor real, la cual se compara con la de diseño. Adicionalmente a los datos de la sección 3.1, se tomaron:

- Las temperaturas de entrada y salida del agua del serpentín. Estos datos se tomaron con un termopar tipo K.
- La velocidad de la entrada del aire al serpentín. Este dato se tomó con un anemómetro. En este procedimiento se ubicó el anemómetro en varios puntos de la superficie del serpentín y se reportó un dato promedio.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- La temperatura a la entrada y la salida de la campana del ventilador. Estos datos se tomaron con un termopar tipo K.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

---

### 4.1 Resultados de toma inicial de datos en sitio

Al encender el equipo tal como se encontraba inicialmente, se pudo verificar que el cambio máximo de temperatura al interior del intercambiador de coraza y tubo estaba entre 2 y 3 °C. Por ejemplo, para una temperatura de entrada del agua a la coraza de 33°C, la temperatura de salida estaba entre 30 y 31°C aprox. Sin embargo, este diferencial de temperatura se desvanecía rápidamente y se alcanzaba equilibrio térmico al cabo de 10 minutos de operación.

Con el medidor de consumo de agua instalado en la tubería se pudo aforar el caudal. Sin embargo, realizar el diseño del intercambiador con ese dato puede llevar a un resultado erróneo: el medidor entrega el caudal sin el intercambiador de flujo cruzado (serpentín). Cuando se instale el intercambiador, los efectos de pérdidas mayores por longitud de tubo y menores por accesorios tales como codos y válvulas, hacen disminuir el caudal real que entrega la bomba. Por lo tanto, para efectos de cálculo se asume que el caudal real que puede entregar la bomba (después de instalar el serpentín) es de  $1/4$  del caudal nominal, es decir, de los  $0,028 \text{ m}^3/\text{min}$  de placa de la bomba, se trabajara con  $0,007 \text{ m}^3/\text{min}$  para el diseño del intercambiador de flujo cruzado aire-agua con tiro forzado (serpentín). Este es un dato que se verifica más adelante en los cálculos.

Para dimensionar el serpentín, se parte del intercambiador de referencia, el cual tiene tubos de cobre con un diámetro hidráulico de  $0,0096 \text{ m}$ , longitud total estimada del tubo de  $9 \text{ m}$  y aletas de aluminio de  $2,5 \text{ mm}$  de espesor.

### 4.2 Resultados de los cálculos del dimensionamiento del serpentín

Los resultados del dimensionamiento inicial del serpentín se presentan en la Tabla 2. La tasa de transferencia de calor de diseño es de 1,4 kW, asumiendo una temperatura de entrada de 33°C, una

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

temperatura superficial de tubos de 33°C y una longitud total de tubo de 11 m. Estos 11 m salen de reconocer que el intercambiador propuesto en este trabajo tiene 11 filas de 4 tubos de 25 cm cada tubo. Cabe también anotar que la transferencia de calor es negativa, lo que indica que el fluido (agua) pierde calor.

Tabla 2: Resultados de cálculos de dimensionamiento de serpentín

Cálculos de diseño del serpentín	
Densidad	988,1 kg/m <sup>3</sup>
Conductividad termica (k)	0,644 W/m°C
Calor específico (Cp)	4181 J/(kg°C)
Número de Prandtl (Pr)	3,55
Viscosidad dinámica (μ)	0,000547 kg/(m*s)
Viscosidad cinemática (ν)	5,53588E-07 m <sup>2</sup> /s
Diámetro hidráulico (Dh)	0,0104 m
Área sección tubo (Ac)	8,49487E-05 m <sup>2</sup>
Caudal (Q)	0,007 m <sup>3</sup> /min
Velocidad promedio (Vprom)	1,373378454 m/s
Número de Reynolds (Re)	25801,03583
Número de Nusselt (Nu)	113,790513
Coeficiente convectivo (h)	7046,258692 W/(m <sup>2</sup> °C)
Temperatura superficial serpentín	30 °C
Tempera entrada (Ti)	33 °C
Flujo másico (ṁ)	0,115278333 kg/s
Longitud total tubos (L)	11 m
Área superficial (As)	0,3593982 m <sup>2</sup>
Temperatura de salida (Te)	30,01567657 °C
Diferencia media logarítmica (Δtlm)	-0,567988136 °C
Tasa de transferencia de calor (Q̇)	-1438,380362 W

#### 4.3 Resultados de la instalación del serpentín

En la Figura 25 se presenta el aspecto final del intercambiador de flujo cruzado agua-aire con tiro forzado, instalado a un lado del banco de pruebas termodinámico. Se puede ver que la caja de control fue movida hacia el frente, lo cual no afecta negativamente la operación del equipo.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 25. *Producto terminado.*

#### **4.4 Resultados de la evaluación experimental del serpentín**

El setpoint del banco de pruebas se configuró a 40 °C, para que el equipo muestre por medio de los elementos de medición, un diferencial más alto entre las temperaturas de entrada y salida de los intercambiadores. Aunque el equipo puede llegar hasta 50°C, existen dos aspectos a considerar:

- Mientras mas alto el setpoint, mas tiempo se demora en alcanzar la temperatura el tanque de agua caliente desde la temperatura ambiente. Para el caso de 50°C, el tiempo de espera era mínimo de 20 minutos aproximadamente.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- A más de 43°C aproximadamente, se aumenta el riesgo por quemaduras (Cengel & Ghajar, 2011). A 50°C, un accidente tal, como una rotura de una tubería, podría generar lesiones en la persona que está manipulando el equipo.
- Mientras más alto el setpoint, mayor es la potencia eléctrica demandada por las resistencias del equipo. Dado que todo el banco de pruebas se conecta a 110V monofásico, la corriente puede superar los 20 Amperios máximos que permite las protecciones eléctricas del laboratorio. De hecho, a 50°C hubo algunas pruebas en las que se dispararon estas protecciones eléctricas, lo cual no permite a futuro realizar prácticas continuas de 2 horas en dicho equipo con esa temperatura tan alta.

Por tales motivos, se estableció el setpoint en 40°C. Durante la prueba experimental del equipo, se tenía una temperatura al interior del laboratorio de 24,7°C. Al pasar el viento forzado por el ventilador al otro lado del serpentín, ya el aire tenía una diferencia de temperatura de 4,6°C, es decir, se tenía a la salida 29,3°C. Las fotos de estas mediciones en sitio se pueden ver en la Figura 26. Esta diferencia evidencia que efectivamente el serpentín disipa calor del agua al suministrarlo al aire. Dado que la temperatura del aire era de 24,7°C, esta funcionó como limitante del experimento, ya que en ningún momento, el agua podía salir del serpentín a menos de dicha temperatura.



Figura 26. Temperatura de aire en el serpentín. Izquierda) entrada, Derecha) salida

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

También en sitio se tomó (por medio de un anemómetro) la velocidad del viento con la que el ventilador forzaba pasar el aire a través del serpentín. En este procedimiento se ubicó el anemómetro en varios puntos de la superficie del serpentín y el valor solo vario una décima, es decir, osciló entre 1,9 y 2,0 m/s (ver *Figura 27*).



Figura 27. Velocidad del aire a la entrada del serpentín.

En cuanto a las temperaturas del sistema, lo que se pudo evidenciar es que la temperatura del agua de la línea “cold” no es más que la que sale refrigerada por el serpentín y se dirige al intercambiador de carcasa-tubo para la transferencia de calor. Se visualizó que el agua que salía del serpentín ya refrigerado estaba a 30°C aproximadamente y la que regresaba del intercambiador de carcasa-tubo se encontraba a 32°C, es decir, que en dicha transferencia gana 2°C los cuales son nuevamente retirados en el intercambiador de aletas con tiro forzado. En la *Figura 28* y en la *Figura 29* se pueden ver las temperaturas mencionadas. Adicionalmente, se aforó de nuevo el caudal del sistema y se obtuvo que era de 0,0085 m<sup>3</sup>/s, lo cual es ligeramente superior a la suposición inicial de 0,007 m<sup>3</sup>/s realizada durante los cálculos de diseño.



Figura 28. Temperatura agua a la salida del serpentín (enfriada).

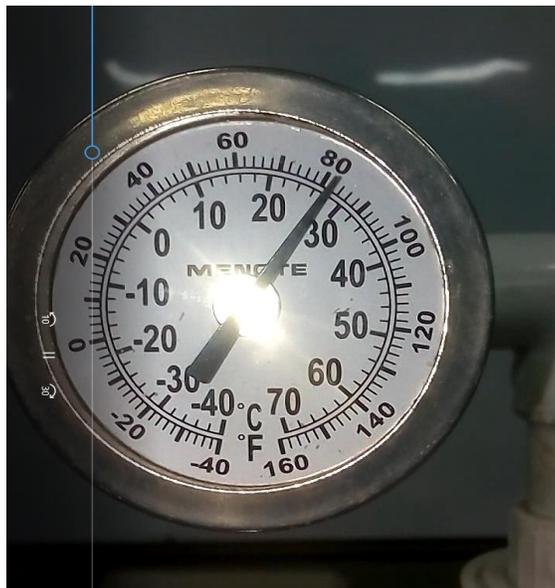


Figura 29. Temperatura del agua retornada del intercambiador carcasa-tubo.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

De igual manera, en el banco de pruebas a la entrada y salida del intercambiado de carcasa-tubo se encuentran dos indicadores de temperatura respectivamente, para la medición de la temperatura a la que llega el agua de la línea “hot”, la cual es calentada por una resistencia eléctrica sumergida en tanque o recipiente de agua para su calentamiento, que luego es bombeada a este intercambiador para la transferencia de calor. A la salida del mismo se encuentra otro indicador de temperatura que muestra que calor cedió en la trasferencia. Estas mediciones se pueden ver en las figuras 35 y 36. Se puede observar que la diferencia de temperatura es de 2 °C aproximadamente.



Figura 30. *Temperatura del agua caliente a la entrada del intercambiador carcasa-tubo.*



Figura 31. *Temperatura del agua caliente a la salida del intercambiador de carcasa-tubo.*

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Con los anteriores datos se procede a calcular la tasa de transferencia de calor real del sistema, de dos maneras diferentes: utilizando las fórmulas de diseño del serpentín (calor disipado por el serpentín) y por primera ley de la termodinámica (calor que absorbe el agua al pasar por la coraza del intercambiador agua-agua del banco de pruebas). Estos resultados se presentan en la tabla 3.

Tabla 3. Cálculo final de serpentín basado en los datos experimentales

Cálculos a partir de datos experimentales del serpentín		
Densidad	988,1	kg/m <sup>3</sup>
Conductividad termica (k)	0,644	W/m°C
Calor específico a temp. ambiente (Cp)	4181	J/(kg°C)
Número de Prandtl (Pr)	3,55	
Viscosidad dinámica (μ)	0,000547	kg/(m*s)
Viscosidad cinemática (ν)	5,53588E-07	m <sup>2</sup> /s
Diámetro hidráulico (Dh)	0,0104	m
Área sección tubo (Ac)	8,49487E-05	m <sup>2</sup>
Caudal (Q)	0,0085	m <sup>3</sup> /min
Velocidad promedio (Vprom)	1,667673837	m/s
Número de Reynolds (Re)	31329,82923	
Número de Nusselt (Nu)	132,9115626	
Coefficiente convectivo (h)	8230,292917	W/(m <sup>2</sup> °C)
Temperatura superficial serpentín (Ts)	28	°C
Temperatura entrada al serpentín (Ti)	30	°C
Flujo másico (ṁ)	0,139980833	kg/s
Longitud total tubos (L)	11	m
Área superficial (As)	0,3593982	m <sup>2</sup>
Temperatura de salida del serpentín (Te)	28,01276642	°C
Diferencia media logarítmica (ΔTlm)	-0,393193626	°C
Tasa de transferencia de calor (Q̇)	-1163,048053	W
Temperatura entrada al intercambiador coraza -tubo (Ti)	40	°C
Temperatura salida del intercambiador coraza -tubo (Te)	38	°C
Tasa de transferencia de calor (Q̇) - Primera ley de la termodinámica -	1170,519728	W

Es posible determinar que el calor que disipa el serpentín es aprox. 10 Watts inferior al calor ganado por el agua al pasar por la coraza del intercambiador (esto es equivalente a la potencia de una bombilla LED doméstica). Esto implica que, al cabo de un largo tiempo, el sistema tenderá al estado

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

estable y todas las temperaturas se igualarían. Sin embargo, durante varias pruebas de hasta 2 horas las temperaturas de los fluidos no llegaron a igualarse ni mostraba tendencia a equilibrarse, lo que muestra que, para efectos prácticos, el intercambiador tiene un tamaño adecuado para la aplicación (clase o laboratorio de 2 horas).

Para que la superficie del serpentín llegue a estar cerca de los 25 °C, con las mismas otras condiciones que las calculadas en esta sección se tendría que instalar un intercambiador de aletas con tiro forzado 6 veces mayor a al propuesto en este trabajo, lo que provocaría casi que un banco paralelo a esto con una estructura solo para soportar este serpentín.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

# CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO

---

La mejora realizada al banco de pruebas termodinámico cumplió con el objetivo el cual no era más que permitir que el equipo pueda ser utilizado sin el riesgo que se presente el equilibrio térmico entre los fluidos, siempre se trabaje según recomendación, es decir, que el setpoint del controlador de temperatura este a 40°C o menos. Al igual que el intercambiador de coraza y tubo instalado en el banco de pruebas, el cambio de temperatura en el agua al pasar por el intercambiador de flujo cruzado (serpentín) es de aproximadamente 2°C. En los cálculos de puede verificar que la tasa de transferencia de calor en ambos intercambiadores es similar, por lo que se puede afirmar que el calor que el agua se gana en el carcasa-tubo, se disipa hacia el aire en el serpentín tipo “radiador”, el cual es aproximadamente 1,1 kW.

Es posible verificar el efecto de equilibrio térmico en el banco de pruebas con el bypass instalado. Al desviar el fluido proveniente del intercambiador carcasa-tubo por medio del bypass hacia el tanque identificado como “cold”, y no pasar por el serpentín, el diferencial de temperatura disminuye tanto en la línea de agua caliente “hot” como en la línea de agua “cold”, llegando a un valor cercano a los 33°C en todos los puntos de medición, cuando se trabaja con un setpoint de 40°C.

Cuando se cambia la dirección del flujo por medio del bypass, haciendo pasar el agua por el serpentín en vez de dejarlo pasar libremente directo hacia al “cold”, disminuye significativamente el caudal por la pérdida, lo que afecta sensiblemente la transferencia que se presenta en el serpentín (intercambiador de aletas de tiro forzado). Por lo tanto, es adecuado dimensional el intercambiador con un caudal tentativo conservador (en este trabajo, se asumió ¼ del caudal nominal de placa).

Cuando al inicio se estaba tomando medida de las distintas variables, entre ellas el caudal, se concluyó que cuando se utilizó el contador de agua domiciliaria (contador facilitado por *epm*), hubo una caída de caudal significativa, por lo cual, se recomendó en la guía de laboratorio (documento anexo al final) realizar esta medida por el método del aforo con un recipiente de volumen conocido.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### **Recomendaciones**

\*El mantenimiento preventivo programado del banco de pruebas.

\*La limpieza de interior del interior del intercambiador de carcasa – tubo ya que presenta sedimentación e incrustación en la tubería de cobre y lamas en su interior. Cabe decir que los químicos que se usen sean amigables con el medio ambiente.

### **Trabajo futuro**

\* Usar otro tipo de intercambiador cuyo fluido o manera de retirar el calor sea más eficiente, para que se pueda mejorar la transferencia en el intercambiador de carcasa-tubo, lo cual se pudiera ser un nuevo producto de laboratorio o proyecto de grado.

\* Instalar instrumentación más sofisticada en el equipo, ya que los medidores de temperatura actualmente instalados tienen una resolución baja (2°C).

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## REFERENCIAS

---

- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2014). *Termodinámica* (8va ed.). Mexico: McGraw Hill.
- Cengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y masa: fundamentos y aplicaciones*. (4ta ed.). Mexico: McGraw-Hill.
- El-Said, E. M., & Al-Sood, M. (Marzo de 2019). Shell and tube heat exchanger with new segmental baffles configurations: A comparative experimental investigation. *Applied Thermal Engineering*, 150(5), 803-810.
- Franco Lijó, J. M. (2006). *Manual de refrigeracion*. Barcelona: Reverté, S.A.
- Galoto, M. A. (2016). *Valvulas de control*. Tucuman: Universidad Nacional de Tucuman.
- Incropera, F. P., & De witt, D. P. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor* (Cuarta ed.). Mexico: Prentice Hall.
- Industrial fan. (27 de octubre de 2019). *Ventiladores axiales*. Obtenido de <https://www.ventilacionindustrialifm.com.mx/nuestros-productos/ventiladores-axiales/a-prueba-de-explosión-hep/>
- Kumar, S., Kumar, M., & Handa, A. (2018). Combating hot corrosion of boiler tubes – A study. *Engineering failure analysis*, 94, 379-395.
- Li, H., Huang, H., Xu, G., Wen, J., & Wu, H. (Abril de 2017). Performance analysis of a novel compact air-air heat exchanger for aircraft gas turbine engine using LMTD method. *Applied thermal engineering*, 116, 445-455.
- Mataix, C. (1986). *Mecanica de fluidos y maquinas hidraulicas*. Madrid: Ediciones del castillo s.a. .
- Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B. (2018). *Fundamentals of engineering thermodynamics* (9na ed.). Hoboken: Wiley.
- Mott, R. L. (2006). *Mecánica de fluidos aplicada*. Mexico: Pearson educación.
- Palau, S. y. (22 de octubre de 2019). *solerpalau.com*. Obtenido de [solerpalau.com](https://www.solerpalau.com/es-es/): <https://www.solerpalau.com/es-es/>
- Romero Piedrahita, C. A., & Carranza Sanchez, Y. A. (2007). Elementos de diseño de sistemas de enfriamiento de motores de combustión interna. *Scientia et Technica*, 6.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Said, Z., Rahman, S. A., Assad, M., & Alami, A. H. (2019). Heat transfer enhancement and life cycle analysis of a Shell-and-Tube Heat Exchanger using stable CuO/water nanofluid. *Sustainable energy technologies and assessments*, 306-317.

Soler y Palau. (16 de Agosto de 2018). *¿Cual es el mejor ventilador? conoce los tipos de ventiladores*. Obtenido de El blog de la ventalcion eficiente:  
<https://www.solerpalau.com/es-es/blog/tipos-ventiladores/>

Valladares, O. G. (2000). *Simulacion numerica y validacion experimental de evaporadores, condensadores y tubos capilares. Integracion de sistemas de refrigeracion por compresion*. Terrasa: Universidad Politecnica de Catalunya.

Wang, Q., Zeng, M., Ma, T., Du, X., & Yang, J. (Diciembre de 2014). Recent development and application of several high-efficiency surface heat exchangers for energy conversion and utilization. *Applied energy*, 135(15), 748-777.

Zukauskas, A. (1987). Heat Transfer from Tubes in Cross Flow. En S. Kakac, R. K. Shah, & W. Aung, *Handbook of Single Phase Convective Heat Transfer*. Nueva York: Wiley interscience.

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 1. IDENTIFICACIÓN DE LA GUÍA

<b>Nombre de la guía:</b>	Intercambiador de calor
<b>Código de la guía (No.):</b>	1
<b>Taller(es) o Laboratorio(s) aplicable(s):</b>	Laboratorio Mecánica de Fluidos - G405
<b>Tiempo de trabajo práctico estimado:</b>	2 horas
<b>Asignatura(s) aplicable(s):</b>	Termodinámica, Transferencia de calor, fundamentos de termodinámica.
<b>Programa(s) Académico(s) / Facultad(es):</b>	Ingeniería Electromecánica Tecnología electromecánica

COMPETENCIAS	CONTENIDO TEMÁTICO	INDICADOR DE LOGRO
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Mide propiedades básicas: Caudal, volumen, temperatura, presión, corriente, voltaje, potencia.</li> <li>- Analiza los principales casos de diseño de intercambiadores de calor.</li> <li>- Comprende y representa el funcionamiento de los intercambiadores de calor.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Balance de energía.</li> <li>- Primera ley de la termodinámica.</li> <li>- Intercambiadores de calor.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Establece interrelaciones entre propiedades acordes a la termodinámica y realiza cálculos que arrojan información sobre el sistema estudiado.</li> <li>- Muestra la transferencia de calor en el fluido del sistema.</li> <li>- Calcula la energía absorbida por el agua.</li> </ul>

Competencia del micro: Aplica y desarrolla los principios fundamentales que rigen los fenómenos de transferencia de calor, con el fin de proponer mejoras a la eficiencia del desempeño de los equipos de producción industrial.

## 2. FUNDAMENTO TEÓRICO

Los intercambiadores de calor son equipos térmicos que se utilizan para la transferencia de calor entre fluidos. En este caso, la transferencia se realiza a través de un intercambiador de tipo banco de tubos con aletas y flujo de aire de tiro forzado, donde los fluidos presentes en el proceso son líquido (agua) y gas (aire). Cabe anotar que, por primera ley de la termodinámica (Cengel y Boles, 2014), en los intercambiadores de calor se suele asumir que el calor que pierde el fluido caliente lo recibe el fluido frío, tal como se expresa en la ecuación (1)

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$\dot{Q} = \dot{m}_h C_{ph}(T_{h,in} - T_{h,out}) = \dot{m}_c C_{pc}(T_{c,in} - T_{c,out}) \quad (0)$$

Donde:

$C_{p,h}$  = Calor específico a presión constante del fluido caliente, J/(kg.K)

$C_{p,c}$  = Calor específico a presión constante del fluido frío, J/(kg.K)

$\dot{m}_h$  = Flujo másico del fluido caliente, kg/s

$\dot{m}_c$  = Flujo másico del fluido frío, kg/s

$T_{h,in}$  = Temperatura de entrada del fluido caliente al intercambiador.

$T_{h,out}$  = Temperatura de salida del fluido caliente al intercambiador.

$T_{c,in}$  = Temperatura de entrada del fluido frío al intercambiador.

$T_{c,out}$  = Temperatura de salida del fluido frío al intercambiador.

### 3. OBJETIVO(S)

Calcular la tasa de transferencia que se presenta en el intercambiador de flujo cruzado con base en el comportamiento y la medición de las propiedades que se ven involucradas en el sistema.

### 4. RECURSOS REQUERIDOS

- Agua
- Vaso de volumen conocido
- Embudo
- Anemómetro
- Termómetro
- Cronómetro
- Banco de pruebas termodinámico

### 5. PROCEDIMIENTO O METODOLOGÍA PARA EL DESARROLLO

**Condiciones a tener en cuenta antes del paso a paso:**

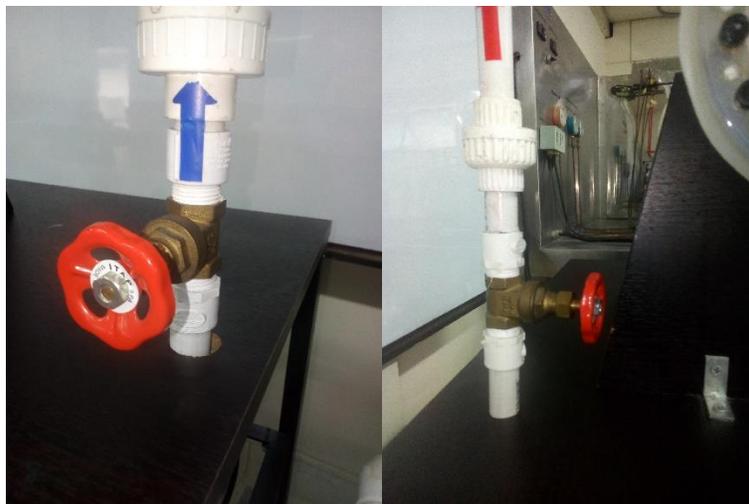
Se debe verificar que las válvulas del by-pass (válvulas de bolas de PVC /cierre rápido), ubicadas en la parte de abajo del banco, se encuentren en la posición como se muestra en la Figura 1, es decir, que la válvula que se encuentra en el tubo horizontal, debe estar en posición abierta y la válvula que encuentra en el tubo vertical, debe estar en posición cerrada.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



*Figura 1. Posición inicial del bypass*

De igual manera, se debe verificar que las 2 válvulas de corte (válvulas de bronce), ubicadas en parte superior del banco, se encuentren en posición completamente abierta, es decir, que al girarlas en sentido anti-horario estén en el tope. Las válvulas aparecen en la figura 2.



*Figura 2. Válvula corte. Izquierda) línea cold, Derecha) línea hot*

Con el fin de que el equipo funcione bien y no hallan accidentes o daños eléctricos, se debe verificar que el nivel de los tanques de agua caliente (hot) y de agua al clima (cold) estén sobre los niveles indicados en los mismos, es decir, entre el mínimo y el máximo, tal como se muestra en la figura 3.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 3. Niveles de tanques. Izquierda) tanque hot, Derecha) tanque cold

### 5.1 Paso a paso de funcionamiento

**Paso 1:** se conecta el banco de pruebas a una fuente 110VAC (ver figura 4)



Figura 4. Alimentación 110 VAC

**Paso 2:** se desacoplan las uniones universales que están en las líneas de descarga de las bombas de agua caliente y agua al clima (ver figura 5).

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 5. Unión universal. Izquierda) línea "hot". Derecha) línea "cold"

**Paso 3:** se vierte agua por medio de un vaso y embudo en la parte inferior de la unión universal desacoplada en el paso anterior, hasta que el nivel del agua quede a ras de dicha unión (Ver figura 6)

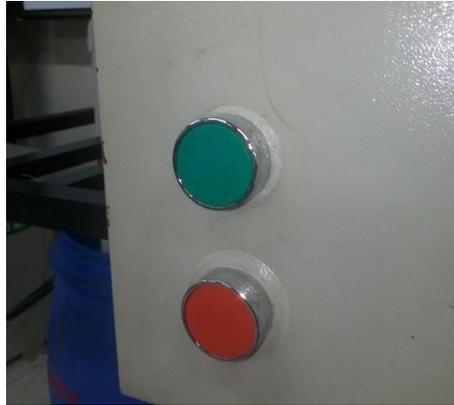


Figura 6. Cebado de bombas

**Paso 4:** luego del paso 3, se acoplan las uniones universales y se encienden las 2 bombas, presionando el botón verde del gabinete metálico que se encuentra al frente del banco. Si en el intercambiador de tubo-carcasa no se ve que los dos fluidos estén recirculando entonces se presionara el botón rojo de apagado ubicado en el gabinete metálico (ver figura

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

7) y se repetirá, los **pasos 2 y 3** se retiran hasta que los dos fluidos estén recirculando a través del intercambiador del tubo-carcasa.



*Figura 7. Tablero metálico*

**Paso 5:** después que los fluidos estén recirculando por los intercambiadores (tubo-carcasa y serpentín), se enciende la resistencia eléctrica por medio del botón rojo que encuentra en la caja plástica al frente del banco (ver figura 8). Después de encendido se verifica que el set point en el display del controlador de temperatura se encuentre preferiblemente en 40° grados Celsius. De no estar en este valor, se procederá a elevar o disminuir con las flechas que aparecen en el controlador, hasta llegar a dicho valor o al set point deseado.



*Figura 8. Controlador de temperatura*

**Paso 6:** después de que el display del controlador de temperatura llegue a los 40°C, para efectos de análisis y cálculos se procederá a tomar los siguientes datos:

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- Temperaturas de los termómetros fijos que están en el banco (Ver figura 9)



Figura 9. Indicadores de temperatura

- Con instrumento de medición o termómetro se debe medir la temperatura de entrada del aire y salida del aire del intercambiador de aletas (Ver figura 13).



Figura 10. Ejemplo de medición de temperatura de entrada y de salida aire del serpentín

- Con un anemómetro se toma la velocidad del aire a la entrada del intercambiador de aletas, tal como se muestra en la figura 11.



Figura 11. Ejemplo de medición de velocidad con anemómetro.

- Se aforará el agua que sale de intercambiador de aletas, es decir, el que cae en el tanque de agua al clima(cold) con cronometro y un recipiente de volumen conocido, para conocer el caudal. Esto se debe repetir, como mínimo 5 veces y se promediara los valores tomados.

Los datos medidos se deben reportar en la tabla 1.

Tabla 1. Datos experimentales

Datos	Valor	unidad
<i>Temperatura entrada hot</i>		
<i>Temperatura salida hot</i>		
<i>Temperatura entrada cold</i>		
<i>Temperatura salida cold</i>		
<i>Temperatura entrada aire</i>		
<i>Temperatura salida aire</i>		
<i>Velocidad entrada de aire</i>		
<i>Volumen de recipiente aforo</i>		
<i>Tiempo de aforo</i>		
<i>Área de flujo del aire del intercambiador de aletas</i>		

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 5.2 Cálculos de transferencia de calor

En esta sección se mostrarán las ecuaciones para calcular las tasas de transferencias que se presentan en el intercambiador de aletas con respecto al aire que pasa por la superficie de este y con respecto al agua que pasa por su interior; para que con base en los resultados se haga una comparación, análisis y respectivas conclusiones.

*Para los efectos de cálculos de transferencia de calor se tiene las siguientes ecuaciones:*

$$Q_a = V_a * A_s \quad \text{Ecuación (1)}$$

*Donde:*

*Q<sub>a</sub>: caudal el aire de entrada intercambiador de aletas.*

*V<sub>a</sub>: velocidad del aire de entrada al intercambiador de aletas.*

*A<sub>s</sub>: área superficial de intercambiador de aletas.*

$$\dot{m}_{aire} = \rho * Q_a \quad \text{Ecuación (2)}$$

*Donde:*

*$\dot{m}_{aire}$ : flujo másico del aire.*

*$\rho$ : densidad del aire a presión atmosférica. Ver tabla A-15 en anexo.*

*Q<sub>a</sub>: caudal del aire de entrada al intercambiador.*

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_{aire} C_{p_{aire}} (T_{salair} - T_{entair}) \quad \text{Ecuación (3)}$$

*Donde:*

*$\dot{Q}_a$  : tasa de transferencia de calor con respecto al aire.*

*$\dot{m}_{aire}$ : flujo másico del aire.*

*C<sub>p<sub>aire</sub></sub>: calor específico del aire. ver tabla A-15 en el anexo.*

*T<sub>salair</sub>: temperatura salida aire del intercambiador de aletas.*

*T<sub>entair</sub>: temperatura entrada aire del intercambiador de aletas.*

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$\dot{m}_H = \rho_H * Q_H \quad \text{Ecuación (5)}$$

Donde:

$\dot{m}_H$ : flujo másico del agua.

$\rho_H$ : densidad del agua. Ver tabla A-9 en el anexo.

$Q_H$ : caudal del agua a la salida del intercambiador.

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_H C_{pH} (T_{salH} - T_{entH}) \quad \text{Ecuación (6)}$$

Donde:

$\dot{Q}_H$ : tasa de transferencia de calor con respecto al agua.

$\dot{m}_H$ : flujo másico del agua.

$C_{pH}$ : calor específico del agua. Ver tabla A-9 en el anexo.

$T_{salH}$ : temperatura salida del agua del intercambiador de aletas.

$T_{entH}$ : temperatura del agua entrada al intercambiador de aletas.

Con los cálculos realizados se debe llenar la tabla 2 y comparar la tasa de transferencia de calor para ambos fluidos, los cuales en teoría deben ser iguales.

Tabla 2. Comparación de transferencia de calor aire vs agua en intercambiador de aletas (serpentin)

$\dot{Q}_H$ , tasa de transferencia de calor según el agua	$\dot{Q}_a$ , tasa de transferencia de calor según el aire

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 6. PARÁMETROS PARA ELABORACIÓN DEL INFORME

Los estudiantes deberán realizar los cálculos anteriormente presentados, así como llenar las tablas 1 y 2 de esta guía con el fin de analizar y comparar los resultados que se presentaron en el experimento de transferencia de calor que se dio en el intercambiador de aletas, con respecto al agua que pasa por interior de los tubos y con respecto al aire que pasa a través de su superficie.

## 7. BIBLIOGRAFÍA

*CENGEL, Yunus y BOLES, Michael. Termodinámica. 8ª ed. México: McGraw-Hill, 2015. 998p.*

<b>Elaborado por:</b>	Reynaldo Torres Burgos
<b>Revisado por:</b>	Luis Fernando Cardona Sepúlveda
<b>Versión:</b>	1
<b>Fecha:</b>	octubre de 2019

## 8. ANEXOS

Tabla A-15. Propiedades del aire a la presión de 1 atmósfera.  
 Tomada de: CENGEL, Yunus y BOLES, Michael. *Termodinámica*. 8ª ed. México: McGraw-Hill, 2015. 998p.

Temp., $T$ , °C	Densidad, $\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	Calor específico, $c_p$ , J/kg · K
-150	2.866	983
-100	2.038	966
-50	1.582	999
-40	1.514	1 002
-30	1.451	1 004
-20	1.394	1 005
-10	1.341	1 006
0	1.292	1 006
5	1.269	1 006
10	1.246	1 006
15	1.225	1 007
20	1.204	1 007
25	1.184	1 007
30	1.164	1 007
35	1.145	1 007
40	1.127	1 007
45	1.109	1 007
50	1.092	1 007
60	1.059	1 007
70	1.028	1 007
80	0.9994	1 008
90	0.9718	1 008
100	0.9458	1 009

*Nota:* Para los gases ideales,  $c_p$  es independiente de la presión. La propiedad  $\rho$  a una presión  $P$  (en atm) diferente de 1 atm se determina al multiplicar los valores de  $\rho$ , a la temperatura dada, por  $P$ .

Tabla A-9. Propiedades del agua saturada.

Tomada de: CENGEL, Yunus y BOLES, Michael. *Termodinámica*. 8ª ed. México: McGraw-Hill, 2015. 998p.

Temp., $T$ °C	Presión de saturación, $P_{sat}$ , kPa	Densidad, $\rho$ kg/m <sup>3</sup>		de vaporización, $h_{fg}$ , kJ/kg	Calor específico, $c_p$ , J/kg · K	
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 185	1 863
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029

Las temperaturas de 0.01°C, 100°C y 374.14°C son las temperaturas de los puntos triple, de ebullición y crítico del agua, respectivamente. Las propiedades cuya lista se da arriba (excepto densidad del vapor) se pueden usar a cualquier presión con error despreciable, excepto a temperaturas cercanas al valor del punto crítico.

Nota: La unidad kJ/kg · °C, para el calor específico, es equivalente a kJ/kg · K y la unidad W/m · °C, para la conductividad térmica es equivalente a W/m · K.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

FIRMA ESTUDIANTES José B

FIRMA ASESOR [Signature]

INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO APROBADO 12:00 M FECHA ENTREGA: 31-10-2014

FIRMA COMITÉ TRABAJO DE GRADO DE LA FACULTAD \_\_\_\_\_

RECHAZADO\_\_\_      ACEPTADO\_\_\_      ACEPTADO CON MODIFICACIONES\_\_\_

ACTA NO. \_\_\_\_\_

FECHA ENTREGA: \_\_\_\_\_

FIRMA CONSEJO DE FACULTAD \_\_\_\_\_

ACTA NO. \_\_\_\_\_

FECHA ENTREGA: \_\_\_\_\_