

CARACTERIZACION DE LOS BANCOS DE PRUEBA DE INTERCAMBIO DE CALOR DE TUBO CONCENTRICO Y DE REGIMEN TURBULENTO DEL LABORATORIO DE TERMICAS DE LA UAC

Henry Gustavo Reyes

RESUMEN

Este artículo provee la información referente a la caracterización del equipo de intercambiador de calor de tubos concéntricos marca EDIBON instalado en el laboratorio de plantas térmicas de la Universidad Autónoma del Caribe. Se determinó la transferencia de calor y la efectividad del intercambiador para diferentes condiciones de temperatura de agua caliente y diferentes caudales de agua fría y agua caliente en flujo laminar y turbulento.

Palabras clave: Caracterización, transferencia de calor, intercambiador de calor de tubos concéntricos

ABSTRACT

This research provides the information about the characterization of the concentric-tubes heat exchanger device manufactured by EDIBON and installed in the Universidad Autónoma del Caribe. It was determinate the heat transfer and the effectiveness of the heat exchanger for both different cool and warm water flows in laminar and turbulent flow.

Keywords: characterization, heat transfer, concentric-tubes heat exchanger

CONTENIDO

1. INTRODUCCIÓN
 2. ANÁLISIS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR
 - 2.1. Diferencia media logarítmica
 - 2.2. Método NTU – efectividad
 3. METODOLOGÍA
 4. RESULTADOS
 5. CONCLUSIONES
-

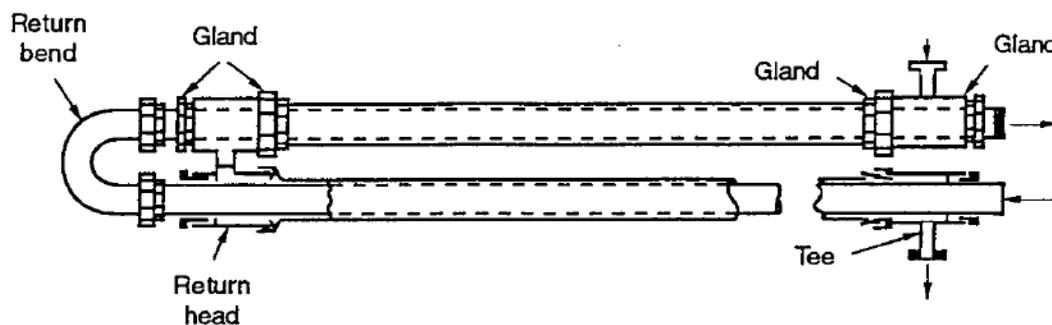
1. INTRODUCCIÓN

La transferencia de calor, es un proceso en el que se intercambia energía calórica entre distintos cuerpos, o entre diferentes partes de un mismo cuerpo que están a distinta temperatura. La transferencia de calor abarca fenómenos físicos como la conducción y convección, que se deben de comprender antes de proceder a desarrollar metodologías que conduzcan al diseño térmico de los sistemas correspondientes como por ejemplo los que implican procesos de transferencia de calor de un fluido a otro (1).

Un intercambiador de calor es un dispositivo usado para transferir energía térmica (entalpía) entre dos o más fluidos, entre una superficie sólida y un fluido, o entre partículas sólidas y un fluido a diferentes temperaturas y en contacto térmico. Las aplicaciones típicas involucran calentamiento o enfriamiento de una corriente de fluido que puede involucrar evaporación o condensación de corrientes de fluidos simples o multicomponente. En otras aplicaciones, el objetivo podría ser recuperar o rechazar calor, pasteurizar, destilar, concentrar, cristalizar o controlar un fluido de proceso. (2)

Los intercambiadores de calor se pueden clasificar de acuerdo a su construcción, el proceso de transferencia, el grado de compacidad de la superficie, la disposición de los flujos, disposición de los pasos, la fase de los fluidos involucrados en el proceso y el mecanismo de transferencia de calor (3). De los diferentes tipos de intercambiadores de calor que hay, el más simple es uno en el cual los fluidos caliente y frío se mueven en la misma u opuesta dirección en una construcción de tubo concéntrico o doble tubo (4). Un esquema de este intercambiador se muestra en la figura 1.

Figura 1. Intercambiador de calor de doble tubo



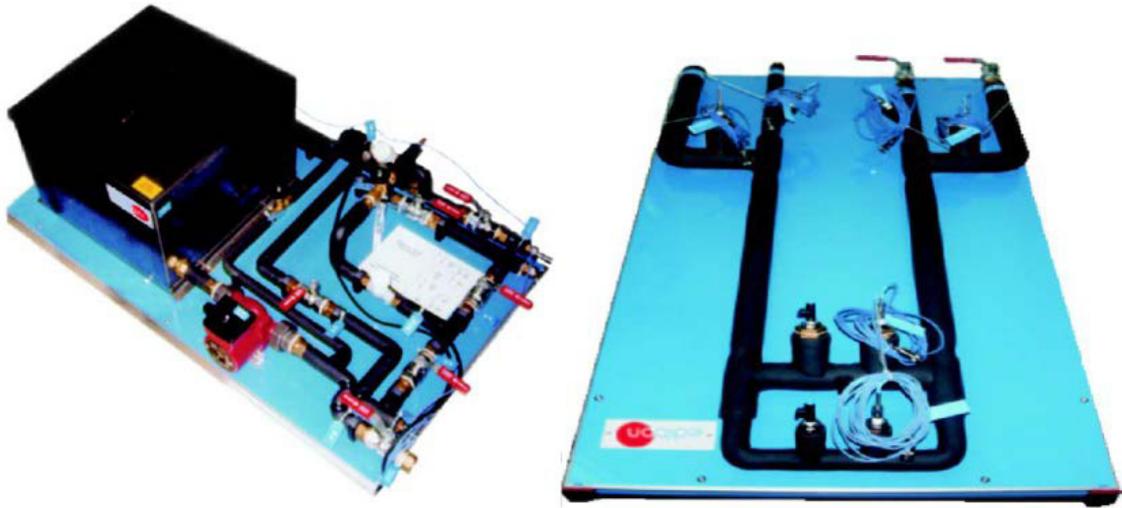
Fuente: (2).

Recientemente el Departamento de Ingenierías de la Universidad Autónoma Del Caribe adquirió unos equipos marca EDIBON, los cuales son unos bancos intercambiadores de calor para realizar prácticas de laboratorio y con ellos poder determinar varios parámetros fundamentales en el proceso de transferencia de calor. Con lo anteriormente mencionado nacen las siguientes interrogantes:

- ¿Qué parámetros podemos manipular y calcular con estos equipos?
- ¿Qué tan eficientes son estos equipos?
- ¿Cuáles son las condiciones óptimas de operación de estos equipos?
- ¿Qué diferencias pueden existir entre los equipos?

Para dar solución a estos interrogantes se propone hacer un estudio de caracterización y operación del intercambiador de calor de tubo concéntrico, ver figura 2.

Figura 2. Unidad base y unidad de IC de tubos concéntricos.



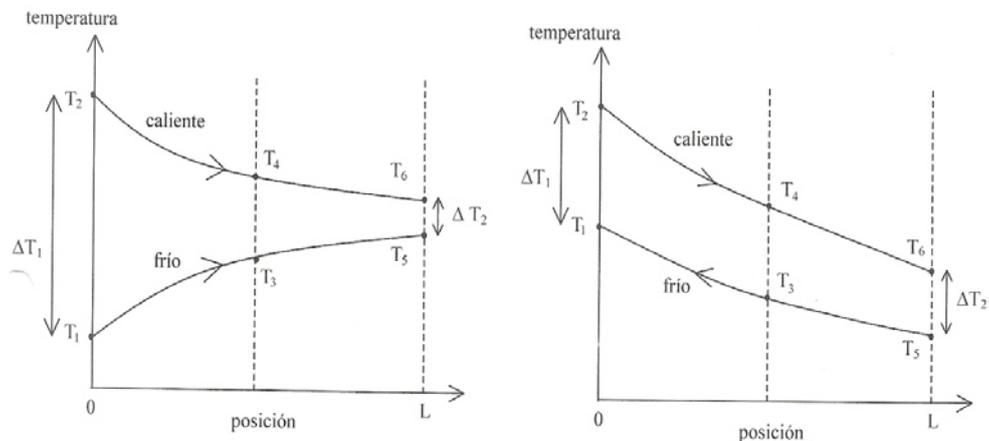
Fuente: EDIBON S.A. Catálogos Online, Edición: EDO1-09, Mayo 2009

2. ANÁLISIS DE INTERCAMBIADORES

2.1. Diferencia media logarítmica

La diferencia de temperaturas entre los fluidos varía a lo largo del intercambiador y depende de la disposición del flujo (Flujo paralelo o contra flujo), ver Figura 3, es por eso que es necesario definir una correcta diferencia temperatura promedio entre los dos fluidos y esta es la diferencia de temperatura media logarítmica (ΔT_{lm}) (4).

Figura 3. Distribución de temperaturas en intercambiador de calor doble tubo con flujo paralelo y a contraflujo



Fuente: EDIBON S.A. Catálogos Online, Edición: EDO1-09, Mayo 2009

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 + \Delta T_2}{\ln \left[\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right]}$$

Siendo

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{hi} - T_{ci} \\ \Delta T_2 &= T_{ho} - T_{co} \end{aligned}$$

Para flujo paralelo y

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{hi} - T_{co} \\ \Delta T_2 &= T_{ho} - T_{ci} \end{aligned}$$

Entonces, el cálculo de la transferencia de calor total en el intercambiador es determinado mediante:

$$q = UA\Delta T_{lm}$$

2.2. Método NTU – efectividad

Si las temperaturas de salida de un intercambiador no son conocidas, para calcular la tasa de transferencia de calor a partir de la diferencia media logarítmica de temperaturas se tendría que resolver el problema por iteración, partiendo de un valor aproximado de una de las temperaturas.

Este método sería lento y costoso, en estos casos es preferible usar el método NTU – efectividad.

Antes de empezar a utilizar el método NTU es necesario definir la efectividad. Esta es el cociente entre el valor realmente intercambiado y el máximo que podría transferirse en un intercambiador de área infinita en flujo contracorriente (1).

$$\varepsilon = \frac{q_{real}}{q_{maximo}}$$

Dónde.

$q_{máximo} = m_h C_{p_h} (T_{h,i} - T_{c,i})$ si $m_h C_{p_h} < m_c C_{p_c}$ porque el fluido caliente experimentaría el cambio mayor de temperatura.

$q_{máximo} = m_c C_{p_c} (T_{h,i} - T_{c,i})$ si $m_c C_{p_c} < m_h C_{p_h}$ porque el fluido frío experimentaría el cambio mayor de temperatura siendo $(T_{h,i} - T_{c,i})$ el máximo posible de diferencia de temperaturas que sufriría uno de los fluidos. Por tanto la efectividad será.

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \text{ si } m_h * C_{p_h} < m_c * C_{p_c} \\ \varepsilon &= \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \text{ si } m_c * C_{p_c} < m_h * C_{p_h} \end{aligned}$$

El número de unidades de transmisión (NTU) es un parámetro adimensional ampliamente usado para el análisis de intercambiadores de calor y se define como.

$$NTU = \frac{U * A}{(m * Cp)_{min}}$$

Por otro lado se define el coeficiente de capacidad (C_R).

$$C_R = \frac{(m * Cp)_{max}}{(m * Cp)_{min}}$$

Ahora se puede expresar ϵ como función de C_R y de NTU.

Para flujo en paralelo.

$$NTU = \frac{1}{\frac{C_{min}}{C_{max}} + 1} \ln \frac{1}{1 - \left(\frac{C_{min}}{C_{max}} + 1\right) \epsilon}$$

Para flujo contracorriente.

$$NTU = \frac{1}{1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}} \ln \frac{1 - \epsilon \frac{C_{min}}{C_{max}}}{1 - \epsilon}$$

3. METODOLOGÍA

La solución final del problema será caracterizar los quipos para definir sus características operacionales mediante un muestreo de valores de ciertos parámetros medibles definiendo similitudes y diferencias entre ellos.

Se midieron las diferentes temperaturas en diferentes puntos de intercambiador de calor al hacer variar los caudales de los fluidos. Los parámetros que se delimitaron fueron los caudales del fluido frío y caliente, así como la temperatura del depósito de agua. Se determinó la rapidez de estabilización de las temperaturas medidas en diferentes tramos estando entre los 40 – 50seg después de variar el caudal de tubería. Las variables y los rangos de trabajo utilizados se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1. Variables y rangos de trabajo.

VARIABLE	DEPENDIENT E	INDEPENDIENT E	RANRANGO DE TRABAJO
CAUDAL FRIO (Qc)(L/min)	X		1,5 - 3
CAUDAL CALIENTE (Qh)(L/min)	X		0,5 - 2
TEMP FLUIDO FRIO °C		X	29 - 32
TEMP CALIENTE °C	X		50 - 60

Fuente propia.

4. RESULTADOS

Las mediciones fueron tabuladas como se muestran en la tabla 2.

Tabla 2. hoja de datos. $Q_h = 2,0 \text{ L/min}$ $ST-16 = 50^\circ\text{C}$. flujos en paralelo.

	Qc (L/min)	Qh (L/min)	ST-1 (°C)	ST-3 (°C)	ST-5 (°C)	ST-2 (°C)	ST-4 (°C)	ST-6 (°C)				
	1,50	2,00	30,00	32,50	34,20	47,00	46,20	43,90				
	2,00	2,00	29,60	31,60	33,10	46,40	45,30	43,10				
	2,50	2,00	29,90	31,50	32,80	46,20	45,00	42,70				
	3,00	2,00	30,50	32,00	33,00	46,10	45,10	42,50				

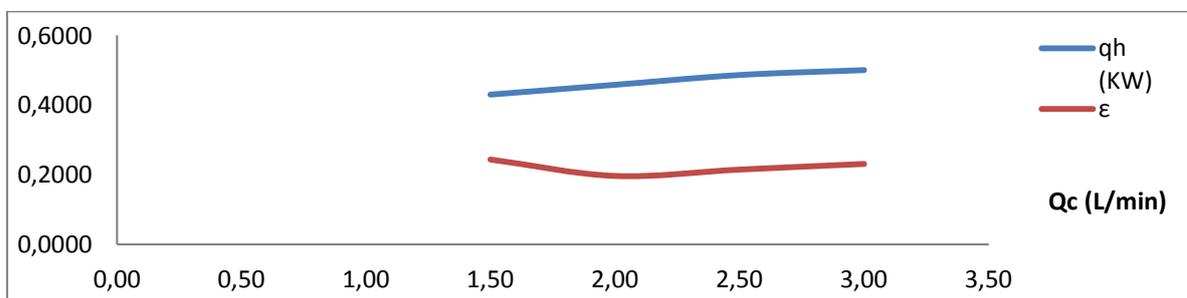
X	Qc (m3/Seg)	Qh (m3/Seg)	ρ_c (Kg/m3)	ρ_h (Kg/m3)	CPc(J /Kg°C)	CPH(J /Kg°C)	h (KW/m ² °C)	\dot{m}_c (Kg/Seg)	\dot{m}_h (Kg/Seg)	v (m/Seg)	μ (N Seg/m ²)	AT (m ²)
30,00	0,0000250	0,0000333	995,25	997,032	4180,000	4176,5	2431	0,02488	0,03323	0,165791289	0,000798	0,000201056
29,60	0,0000333	0,0000333	995,368	997,032	4180,08	4176,44	2431,88	0,03318	0,03323	0,165791289	0,000798	0,000201056
29,90	0,0000417	0,0000333	995,2795	997,032	4180,02	4176,485	2431,22	0,04147	0,03323	0,165791289	0,000798	0,000201056
30,50	0,0000500	0,0000333	995,1025	997,032	4179,900	4176,575	2429,9	0,04976	0,03323	0,165791289	0,000798	0,000201056

AL (m ²)	ΔT_c (°C)	ΔT_h (°C)	qc (KW)	qh (KW)	Cc (W/°C)	Ch(W/°C)	qmax (KW)	ΔT_{lm} (°C)	ϵ	U (KW/m ² °C)	ntu	Re
0,05341	4,20	3,10	0,4368	0,4307	104,0036	138,8035	1,7681	13,0104	0,24	0,62	0,32	3314,27
0,05341	3,50	3,30	0,4854	0,4584	138,6906	138,8015	2,3300	13,1073	0,20	0,65	0,25	3314,27
0,05341	2,90	3,50	0,5027	0,4862	173,3453	138,8030	2,2625	12,8352	0,21	0,71	0,27	3314,27
0,05341	2,50	3,60	0,5199	0,5001	207,9714	138,8060	2,1654	12,2989	0,23	0,76	0,29	3314,27

Fuente: Propia.

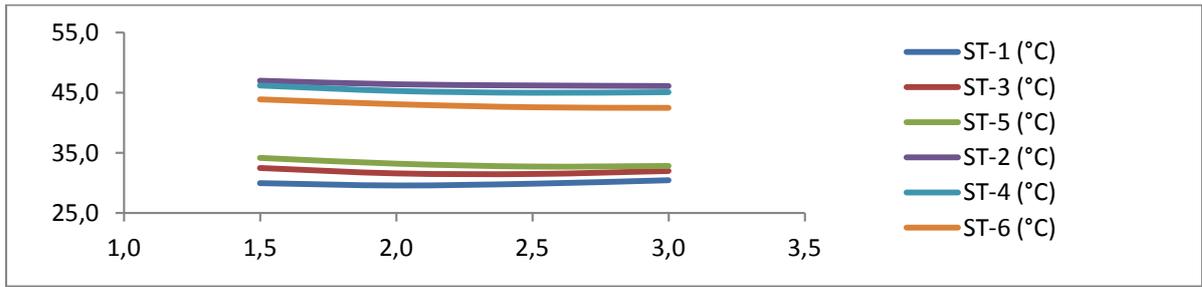
Se graficaron los datos y se calculo para cada condición de operación el flujo de calor cedido por el fluido caliente y la efectividad del intercambiador como función de la temperatura y del caudal, como se muestra en las figuras 4,5,6 y 7.

Figura 4. Q_h Vs ϵ . $Q_h = 2,0 \text{ L/min}$ $ST-16 = 50^\circ\text{C}$. flujos en paralelo.



Fuente. Propia.

Figura 5. Comp. Temperaturas. $Q_h = 2,0 \text{ L/min}$ $ST-16 = 50^\circ\text{C}$. flujos en paralelo.



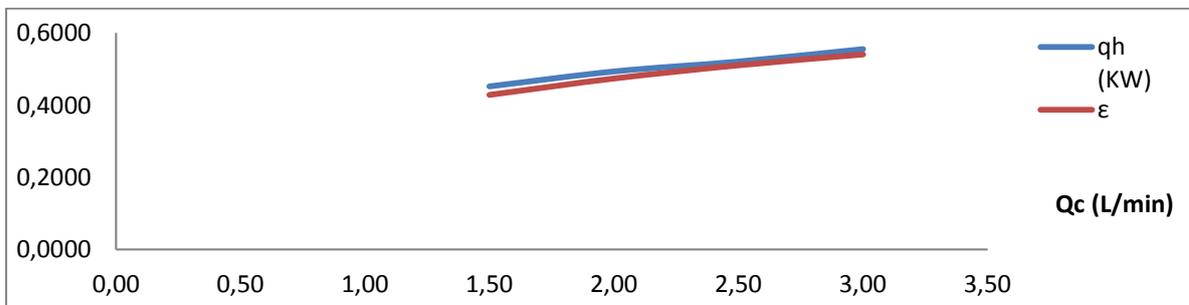
Fuente. Propia.

Tabla 3. Hoja de datos. $Q_h = 1,0 \text{ L/min}$ $ST-16 = 50^\circ\text{C}$ flujos en paralelo (Turbulento).

ST-1 (°C)	ST-3 (°C)	ST-5 (°C)	ST-7 (°C)	ST-9 (°C)	ST-2 (°C)	ST-4 (°C)	ST-6 (°C)	ST-8 (°C)	ST-10 (°C)	ST-11 (°C)	ST-12 (°C)	Qc (L/min)
31,10	33,50	35,10	36,00	36,50	46,30	43,90	41,90	40,30	39,80	45,80	39,10	1,50
31,40	33,60	35,00	35,70	36,10	46,40	43,50	41,30	39,80	39,30	45,70	38,60	2,00
31,60	33,50	34,70	35,30	35,60	46,30	43,30	40,90	39,30	38,80	45,80	38,10	2,50
31,60	33,40	34,50	35,00	35,20	46,40	43,20	40,60	39,10	38,40	46,00	37,80	3,00
Qh (L/min)	X	Qc (m3/Seg)	Qh (m3/Seg)	pc (Kg/m3)	ph (Kg/m3)	CPc(J/Kg°C)	CPh(J/Kg°C)	rnc (Kg/Seg)	rnh (Kg/Seg)	v (m/Seg)	μ (N/Seg/m²)	AT (m²)
1,00	31,10	0,0000250	0,0000167	994,9255	997,03	4179,78	4176,665	0,02487	0,01662	0,331583	0,000798	0,000050
1,00	31,40	0,0000333	0,0000167	994,837	997,03	4179,72	4176,71	0,03316	0,01662	0,331583	0,000798	0,000050
1,00	31,60	0,0000417	0,0000167	994,778	997,03	4179,68	4176,74	0,04145	0,01662	0,331583	0,000798	0,000050
1,00	31,60	0,0000500	0,0000167	994,778	997,03	4179,68	4176,74	0,04974	0,01662	0,331583	0,000798	0,000050
A (m²)	ΔTc (°C)	ΔTh (°C)	qc (KW)	qh (KW)	Cc (W/°C)	Ch(W/°C)	qmax (KW)	ΔTim (°C)	ϵ	U (KW/m² °C)	ntu	Re
0,04084	5,40	6,50	0,5614	0,4515	103,96	69,40	1,0549	7,7912	0,43	1,42	0,56	3314,27
0,04084	4,70	7,10	0,6514	0,4931	138,60	69,41	1,0411	7,6380	0,47	1,58	0,47	3314,27
0,04084	4,00	7,50	0,6930	0,5209	173,24	69,41	1,0203	7,5425	0,51	1,69	0,40	3314,27
0,04084	3,60	8,00	0,7484	0,5556	207,89	69,41	1,0272	7,5744	0,54	1,80	0,35	3314,27

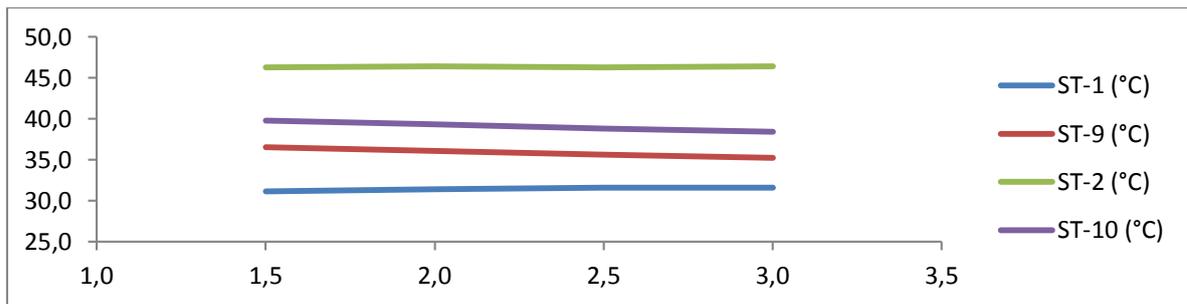
Fuente. Propia.

Figura 6. Q_h Vs ϵ $Q_h = 1,0 \text{ L/min}$ $ST-16 = 50^\circ\text{C}$ flujos en paralelo (Turbulento).



Fuente. Propia.

Figura 7. Comp. Temperaturas. $Q_h = 1.0 \text{ L/min}$ $ST-16 = 50^\circ\text{C}$ flujos en paralelo (Turbulento).



Fuente. Propia.

5. CONCLUSIONES

A lo largo de todo el periodo de caracterización de los equipos intercambiadores de calor de tubo concéntrico TITC y de régimen turbulento TIFT se pudieron identificar muchas características tanto en el manejo del equipo y sus componentes, como en los parámetros que en ellos se manejan, es por esto que una vez finalizado con el proceso se pueden hacer las siguientes conclusiones:

Se determinó, después de hacer el estudio por medio de la herramienta del software de los equipos, tomando los datos de cómo variaban las temperaturas con respecto al tiempo cuando se aumentaba o disminuía el caudal del fluido frío Q_c hasta los límites definidos en la experiencia; que el tiempo de estabilización de las temperaturas en los tramos de tubería de los intercambiadores de calor es de 40 – 50 seg, pero a lo largo del proceso de hicieron las lecturas en intervalos de tiempo de 1min 20 seg.

Se observó durante todo el proceso, que tanto en el intercambiador de calor de tubo concéntrico TITC como en el de régimen turbulento TIFT, que sin importar que tipo de configuración de flujo (flujo en paralelo – flujo en contracorriente, fluido frío por fuera – fluido caliente por dentro, fluido frío por dentro – fluido caliente por fuera), ni que temperatura de trabajo $ST-16$ se utilizara; a medida que decrecía el flujo caliente Q_h y aumentaba el flujo frío Q_c las efectividades en los intercambiadores aumentaban es decir que la transferencia de calor en el sistema era mayor.

Se observó que en el intercambiador de calor de régimen turbulento TIFT la efectividad es mucho mayor que al de tubos concéntricos TITC esto debido a que en el segundo el régimen de flujo es laminar y en las paredes del tubo aparece lo que se conoce como la capa limite hidrodinámica la cual actúa como una resistencia térmica que se opone a la transferencia entre el fluido y las paredes del tubo; por otra parte cuando el régimen es turbulento la capa limite hidrodinámica tiende a desaparecer por lo tanto hay una mejor transferencia entre el fluido y las paredes del tubo.

Se notó que al incrementar la temperatura del depósito, se incrementó también la efectividad en el sistema, esto se debe a que al aumentar la temperatura del fluido, este circula por el circuito de los intercambiadores y de la unidad de servicio TIUS transportando una mayor cantidad de calor, teniendo así una mayor cantidad de energía para intercambiar con el fluido refrigerante, aumentando por ende las eficiencias.

Se notó que al intercambiar las mangueras que conectan la unidad de servicio TIUS con el intercambiador de calor de tubos concéntricos TITC y el intercambiador de calor de régimen turbulento TIFT; es decir Q_c por el interior del tubo y Q_h por el anillo exterior, las efectividades del sistema se incrementó, esto debido a que el fluido caliente ya no está circulando por un tubo sino por un anillo teniendo más área de transferencia, la primera con la superficie del tubo por donde circula el fluido frío y la segunda con la pared externa del anillo la cual tiene un área de contacto mucho mayor y se encuentra en contacto con el ambiente; cabe anotar que aunque la tubería se encuentra aislado térmicamente, hay una pérdida de calor .

Se comprobó que los valores teóricos no son iguales a los experimentales, esto se puede observar claramente en las tablas ya que idealmente el calor cedido por el fluido caliente debe ser igual al calor absorbido por el fluido refrigerante y en los cálculos realizados con los datos obtenidos experimentalmente se observa claramente que los valores de calor que cede el fluido caliente es diferente que el recibido por el fluido refrigerante.

Se evidenció claramente que el equipo intercambiador de calor de régimen turbulento, TIFT, al bajar el caudal del fluido caliente $Q_h = 1$ L/min, el Reynolds < 4000 , por lo tanto se calculó por medio de una interpolación lineal el Q_h mínimo para cumplir que Reynolds > 4000 , arrojando como resultado que $Q_h > 1,21$ L/min.

Los transformadores de electricidad marca EDIBON (Modelo: EMPTA, Tensión: 127/220 V, 50 – 60 Hz, Potencia: 4000VA) provistos por los equipos, son altamente deficientes, ya que en el periodo de instalación, prueba y caracterización de estos, marcaron un comportamiento irregular a tal grado que se optó por reemplazarlos por el transformador de electricidad POLYLUX (Modelo: AUR, Tensión: 125/220V, 50 – 60 Hz, Potencia: 4000VA).

La bomba que se encuentra instalada en la unidad de servicio TIUS, no debe ser sometida a largos periodos de operación ya que al exceder su tiempo regular de trabajo, tiende a recalentarse (por operación y por el fluido de trabajo), el caudal de operación asignado con los actuadores del software decrece limitando el equipo a condiciones de operatividad de caudal no mayores a 2 – 2,2 L/min. Se resalta que dicha bomba tiene un caudal máximo de 3,5 – 3,7 L/min cuando esta se encuentra en condiciones normales de trabajo.

Una segunda observación que se hace con respecto a las bombas de los equipos es que en los manuales podemos encontrar que estas cuentan con un adaptador para regular las bombas a 35, 55 y 85 W y esto es falso.

Los catálogos o manuales de prácticas de los equipos, poseen muchos errores de transcripción por tanto hay que tener precaución a la hora de tomarlos como guía u objeto de estudio o capacitación para no incurrir en errores.

BIBLIOGRAFÍA

1. **Y., Cengel.** *Transferencia de calor y masa.* USA : McGrawHill, 2007.
2. **Shah R., Sekulic D.** *Fundamentals of heat exchanger design.* USA : Wiley, 2003. ISBN 0-471-32171-0.
3. **T., Kuppan.** *Heat exchanger design handbook.* USA : Marcel Dekker, 2000. ISBN: 0-8247-9787-6.
4. **Incropera F., Bergman T., Lavine A., Dewitt D.** *Fundamentals of heat and mass transfer.* USA : Wiley, 2011. ISBN 13 978-0470-50197-9.