

1. Objetivos

- Obtener teóricamente el coeficiente de transferencia de calor del equipo, en posición horizontal.
- Determinar la variación del coeficiente global de transferencia de calor con respecto al número de Reynolds.
- Analizar los datos que obtuvimos de la teoría.

2. Fundamento teórico

2.1. Introducción

Se denomina transferencia de calor al transporte de energía dentro de un sistema o de un sistema a otro, debido a un gradiente de temperatura. Aun cuando el calor transferido no puede ser medido ni observado directamente, sus efectos como la variación del contenido de energía interna de los sistemas involucrados, permiten su cuantificación.

La transferencia de calor puede presentarse mediante tres mecanismos distintos: *conducción*, *convección* y *radiación*. En la mayoría de los procesos reales, la transferencia de calor depende de que ocurran dos o incluso los tres mecanismos simultáneamente; en estos casos, la energía térmica total transferida se obtiene sumando las cantidades transmitidas mediante cada mecanismo.

2.1.1. Conducción

La conducción térmica se presenta cuando la transferencia de calor es realizada mediante colisiones de los átomos que forman la materia. La conducción puede verse como la transferencia de energía desde las partículas más energéticas hacia las menos energéticas de una sustancia, causada por las interacciones entre las mismas.

La velocidad de transferencia de calor por conducción está determinada por la ley de Fourier (macroscópicamente), la cual establece que la variación temporal de la transferencia de calor por conducción en una dirección dada es directamente proporcional al área normal a la dirección del flujo de calor, A y al gradiente de la temperatura en esa dirección, dT . Para un flujo unidimensional de calor, en la dirección, x se tiene (Figura 1):

$$dQ_x/dt = (-kA)(dT/dx) \quad (1)$$

Dónde:

dQx/dt = Velocidad de flujo de calor que atraviesa el área A en la dirección x .

k = Constante de proporcionalidad llamada conductividad térmica.

T = Temperatura.

t = Tiempo.

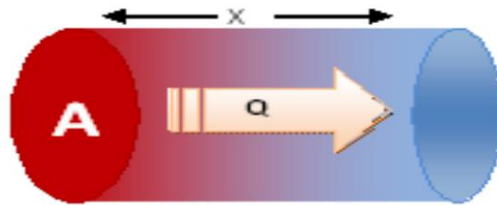


Figura 1. Volumen de balance de calor

2.1.2. Convección

La convección es la transferencia de energía causada por el movimiento de un fluido. Cuando un cuerpo está en contacto con un medio líquido o gaseoso que tiene una temperatura más baja o más alta, se transfiere calor entre la superficie del cuerpo y el fluido. El intercambio de calor produce una variación en la densidad del fluido. Este cambio es grande en el caso de un gas y está expresado por las leyes de los gases, de modo que las fuerzas de flotación del gas positivas (o negativas) adyacentes a la superficie caliente (o fría) hacen que se mueva.

Entonces, una nueva cantidad de fluido entra en contacto con la superficie y se repite el proceso. Este movimiento de la masa del fluido adyacente a la superficie se denomina convección. En el caso de los líquidos la variación de densidad es menor, pero la convección se induce también en estos materiales. Un ejemplo claro de este fenómeno es el termosifón, utilizado para mover el fluido de trabajo en los tubos de los colectores solares (agua, agua con etilenglicol, metanol, acetona, mezclas de estas sustancias). *Hay dos tipos de convección: la convección natural y la convección forzada.*

En la **convección natural**, la fuerza motriz procede de la variación de densidad en porciones del fluido, como consecuencia del contacto con una superficie a temperatura diferente, lo que da lugar a fuerzas tensoriales. El fluido próximo a la superficie adquiere una velocidad debida únicamente a esta diferencia de densidades, sin ninguna influencia de fuerza motriz exterior.

La convección natural ayuda a explicar muchos de los sistemas naturales de la Tierra, como las corrientes oceánicas y las capas atmosféricas. Por ejemplo, cuando la superficie terrestre absorbe la radiación solar aumenta su temperatura, y el aire que está en contacto con el suelo es casi siempre más caliente que el aire en las capas superiores.

El calor incrementa los espacios entre las moléculas, haciendo que el aire más ligero se eleve por encima de la superficie. Como el aire se aleja de la superficie caliente de la tierra, las moléculas se enfrían y se comprimen. Sobre este aire frío actúa la gravedad que lo lleva hacia abajo, donde se calienta de nuevo y comienza un nuevo ciclo.

La **convección forzada**, se presenta cuando una fuerza motriz exterior mueve un fluido sobre una superficie que se encuentra a una temperatura mayor o menor que la del fluido. Esa fuerza motriz exterior puede ser el viento, un ventilador, una bomba, etc. Debido a que la velocidad del fluido en la convección forzada es mayor que en la convección natural se transfiere, por lo tanto, una mayor cantidad de calor para un determinado gradiente de temperatura.

La transferencia de calor por convección se determina mediante la Ley de enfriamiento de Newton:

$$dQ/dt = h_{conv} A (T_0 - T_f) \quad (2)$$

Dónde:

h_{conv} = Coeficiente de transferencia de energía por convección (W/m² K), depende de la rugosidad, forma y posición de la superficie, así como de las características del flujo.

T_0 = Temperatura de la superficie (°C)

T_f = Temperatura del fluido (°C)

2.1.3. Radiación

La radiación térmica es la energía emitida por la materia que se encuentra a cualquier temperatura, mayor de 0 K. Todos los cuerpos emiten energía en forma continua desde sus superficies, esta energía se denomina energía radiante y es transportada por ondas electromagnéticas. A diferencia de la conducción y la convección, la radiación no necesita un medio de transmisión y puede ocurrir en el vacío.

La transferencia de calor por radiación es la más rápida, a la velocidad de la luz y no sufre atenuación en el vacío. La radiación térmica es de la misma naturaleza que la luz visible, los rayos X y las ondas de radio y solo se diferencia de estas en la longitud de onda y la fuente de generación.

La radiación térmica se calcula basándose en la ley de Stefan-Boltzmann, que establece que un cuerpo negro emite radiación térmica con una potencia emisiva superficial (E) proporcional a la cuarta potencia de su temperatura.

$$E = \sigma AT^4 \quad (3)$$

Dónde:

σ = Constante de Stefan-Boltzmann ($5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$)

A = Área de la superficie emisora.

T = Temperatura de la superficie.

La radiación emitida por una superficie real es una porción de la que emitiría el cuerpo negro. Esa porción viene dada por la emisibilidad, que cuantifica la radiación emitida por una superficie real respecto a la que emitiría el cuerpo negro. La radiación emitida por una superficie real se expresa como:

$$E = \epsilon \sigma A T^4 \quad (4)$$

El rango de valores de la emisividad está comprendido en el intervalo: $0 < \epsilon < 1$. Para el cuerpo negro $\epsilon = 1$.

2.2. Balances de energía

El tratamiento cuantitativo de los problemas de transmisión de calor se fundamenta en los balances de energía. La mayoría de los equipos de transmisión de calor operan en un régimen estacionario, y este tipo de operación será el considerado en las siguientes ecuaciones:

De la ecuación de balance de energía total para fluidos se plantea la ecuación:

$$E_1 + \frac{V_1^2}{2gc} + Z_1 \frac{g}{gc} + \frac{P_1}{\rho} + Q = E_2 + \frac{V_2^2}{2gc} + Z_2 \frac{g}{gc} + \frac{P_2}{\rho} + \tau \quad (5)$$

Aplicando la ecuación anterior a un intercambiador de calor y considerando:

$$\frac{V_1^2}{2gc} = \frac{V_2^2}{2gc}; \quad Z_1 \frac{g}{gc} = Z_2 \frac{g}{gc}; \quad \frac{P_1}{\rho} = \frac{P_2}{\rho}; \quad \tau = 0$$

$$\therefore Q = E_2 - E_1 = \Delta E \quad (6)$$

Por definición de entalpía:

$$H = E + P \cdot V \quad (7)$$

Sustituyendo (3) en (2) en la ecuación:

$$Q = (H_2 - P_2 V_2) - (H_1 - P_1 V_1) \quad (8)$$

Si.

$$(P_2 V_2 \approx P_1 V_1) \quad (9)$$

Entonces:

$$Q = (H_2 - H_1) \quad (10)$$

Para la cantidad de masa (w) por unidad de tiempo que emplea el fluido.

$$Q = w \cdot (H_2 - H_1) \quad (11)$$

Dónde:

w = Gasto (Kg/hr)

H_2 = Entalpía en el punto 2 (KJ/Kg)

H_1 = Entalpía en el punto 1 (KJ/Kg)

Esta ecuación (11) puede escribirse para cada una de las corrientes que circulan a través de un intercambiador de calor, suponiendo que el equipo se mantiene aislado convenientemente.

Para el fluido caliente:

$$Q_c = w_c (H_2 - H_1) \quad c \quad (12)$$

Para el fluido frío:

$$Q_f = w_f (H_1 - H_2) \quad f \quad (13)$$

Dónde:

Q_c = Calor transferido por el fluido caliente, (J)

Q_f = Calor transferido por el fluido frío, (J)

w_c = Gasto masa del fluido caliente (Kg/hr)

w_f = Gasto masa del fluido frío (Kg/hr)

H_c = Entalpía del fluido caliente (KJ/Kg)

H_f = Entalpía del fluido frío (KJ/Kg)

Ahora bien, el calor perdido por el fluido caliente lo gana el fluido frío, por lo tanto:

$$Q_c = Q_f \quad (14)$$

o

$$w_c (H_2 - H_1)_c = w_f (H_1 - H_2)_f \quad (15)$$

Suponiendo que los calores específicos del fluido caliente y frío son constantes, la ecuación (15) se presenta en la forma siguiente:

$$w_c \cdot C_{pc} \cdot (T_2 - T_1)_c = w_f \cdot C_{pf} \cdot (T_1 - T_2)_f \quad (16)$$

Dónde:

C_{pc} y C_{pf} ; son los calores específicos del fluido caliente y frío, respectivamente. (KJ/Kg·K)

Si uno de los fluidos se condensa, la ecuación se escribe como:

$$Q = wv \cdot \lambda = wf \cdot C_{pf} \cdot (T_1 - T_2)f \quad (17)$$

Dónde:

wf = Gasto de vapor que condensa (Kg/hr)

λ = Calor latente de vaporización a la temperatura de condensación (KJ/mol·Kg)

En la ecuación (17) se supone que el vapor llega al condensador como vapor saturado y que el condensado sale a la temperatura de saturación.

Si el condensado sale a una (T_b) menor que la temperatura (T_a) de saturación, la ecuación (17) se expresa en la forma siguiente:

$$wv (\lambda + C_{pc}(T_a - T_b)) = wf \cdot C_{pf} \cdot (T_{1f} - T_{2f}) \quad (18)$$

Dónde:

C_{pc} = Calor específico del condensado, (KJ/Kg·K)

λ = Calor latente de vaporización a la temperatura de condensación, (KJ/mol·Kg)

2.2.1 Coeficiente total de transferencia de calor

Los cálculos para el diseño de un intercambiador de calor, están basados en la ecuación de Fourier, la cuál menciona:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (19)$$

Donde:

Q = Calor transferido [=] 1N/m = 1 kg m²/s²

U = Coeficiente total de transferencia de calor [=] w/m²k

A = Área total de transferencia de calor [=] m²

ΔT = Diferencia de temperaturas [=] K, ó °C

Se dice que si la ecuación de Fourier se aplica a un elemento diferencial del intercambiador, la transferencia del mismo se expresa como:

$$dQ = U \cdot \Delta T \cdot dA \quad (20)$$

Dado que la temperatura de al menos uno de los fluidos varían la mayoría de los intercambiadores, la fuerza impulsora entre fluidos calientes y fríos también variará, estos cambios tienen como consecuencia alteraciones en los valores de Q y U . Debido a las variaciones de las propiedades físicas de los fluidos y del cambio en el régimen del flujo, en donde la integración de la ecuación antes mencionada, se vuelve complicado, separando variables:

$$\int_0^A dA = \int_0^Q \frac{dQ}{U\Delta T} \quad (21)$$

Para integrar la ecuación (21) con mayor facilidad, hay que tomar en cuenta las siguientes suposiciones con el fin de simplificar:

- El coeficiente total de transferencia de calor U es constante.
- Los coeficientes específicos de los fluidos caliente y frío C_{pc} y C_{pf} son constantes.
- El intercambio de calor con el medio ambiente es despreciable.
- El flujo de calor es a régimen permanente y tiene lugar en corriente en paralelo o a contracorriente.

Se ha dicho que el coeficiente total de transferencia de calor varía al cambiar las temperaturas de los fluidos, pero el cambio es gradual; de tal forma que, cuando los intervalos de temperatura son moderados, la suposición de que U , permanece constante no conduce a un error muy significativo.

Tomando en cuenta las suposiciones anteriores e integrando la ecuación (19), el resultado es el siguiente:

$$Q = U \cdot A \cdot \left[\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \right] = U \cdot A \cdot (MLDT) \quad (22)$$

$MLDT$: Es la media logarítmica de la diferencia de temperaturas, (K o $^{\circ}C$)

Ahora bien, para un flujo en paralelo:

$$\Delta T_2 = T_1 - t_1 \quad (23)$$

$$\Delta T_1 = T_2 - t_2 \quad (24)$$

Para un flujo a contracorriente:

$$\Delta T_2 = T_1 - t_2 \quad (25)$$

$$\Delta T_1 = T_2 - t_1 \quad (26)$$

Dónde:

T_1 = Temperatura de entrada del fluido caliente, (K o °C).

T_2 = Temperatura de salida del fluido caliente, (K o °C).

t_1 = Temperatura de entrada del fluido frío, (K o °C).

t_2 = Temperatura de salida del fluido frío. (K o °C).

2.2.3 Coeficiente de calor individuales

La resistencia global al flujo de calor desde el fluido caliente al frío, es el resultado de la disposición en serie de 3 resistencias independientes separadas; dos de las resistencias son las que se ofrecen los fluidos individualmente, la tercera corresponde a la pared que separa los dos fluidos. El coeficiente global se puede evaluar a partir de los coeficientes individuales y a la resistencia térmica de la pared del tubo.

Dado que Q es igual a $\Delta T/\Sigma R$, se tiene:

$$\Sigma R = \frac{1}{h_i} + \frac{L_m}{K_m} + \frac{1}{h_o} \quad (27)$$

Donde:

ΣR = Resistencia total, ($\frac{K}{W}$)

h_i = Coeficiente de película interior, ($\frac{J}{Kg}$)

h_o = Coeficiente de película exterior, ($\frac{J}{Kg}$)

L_m = Longitud media, (m)

K_m = Conductividad térmica media, ($\frac{W}{m \cdot K}$)

Es costumbre sustituir $\frac{1}{U}$ por ΣR . Ya que el tubo real tiene diferentes áreas por metro o pie lineal, tanto en su interior como en su exterior, h_i y h_o deben referirse a la misma área de flujo de calor o en otra forma no coincidirá por unidad de longitud. Si se usa el área exterior del tubo interno, entonces h_i debe multiplicarse por $\frac{A_i}{A}$ para dar el valor que tendría h_i si se calculará originalmente con base en el área mayor A en lugar de A_i .

Para una tubería de pared gruesa la ecuación (27) se transforma en:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i \cdot (\frac{A_i}{A})} + \frac{2.3 D_o}{2 K_m} \log \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_o} = \frac{1}{h_i \cdot (\frac{D_i}{D_o})} + \frac{2.3 D_o}{2 K_m} \log \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_o} \quad (28)$$

Usando la simplificación de que la resistencia térmica de la pared de un tubo delgado es despreciable para paredes metálicas, la ecuación (28) se puede escribir como:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i \left(\frac{A_i}{A}\right)} + \frac{1}{h_o} = \frac{1}{h_i \left(\frac{D_i}{D_o}\right)} + \frac{1}{h_o} \quad (29)$$

Determinación de los coeficientes de la película.

1.- Lado de los tubos:

Calentamiento de un líquido por el interior de un tubo:

- Flujo turbulento:

$$\frac{h_i D}{K} = 0.023 \left(\frac{DG}{\mu}\right)^{0.8} \left(\frac{C_p \mu}{K}\right)^{0.33} \quad (30)$$

2. Para fluidos muy viscosos con $Re < 8000$:

$$\frac{h_i D}{K} = 0.027 \left(\frac{DG}{\mu}\right)^{0.8} \left(\frac{C_p \mu}{K}\right)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14} \quad (31)$$

- Flujo laminar:

$$\frac{h_i D}{K} = 2 \left(\frac{w C_p}{k L}\right)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14} \quad (32)$$

$$\text{Si } C = \text{Masa velocidad} = \frac{N_t \cdot a_t}{n} \quad (33)$$

Dónde:

μ_s = Viscosidad a la temperatura de la superficie metálica, $(Pa \cdot s)$.

w = Masa del fluido, (Kg) .

N_t = Número de tubos, $(\#)$.

a_t = Área de paso por tubo, (m^2) .

n = Número de pasos, $(\text{adimensional} \frac{x}{x})$.

L = Longitud del tubo, (m) .

2.- Lado de la coraza:

Enfriamiento de vapor por el interior de la coraza.

Condensación de un vapor por el exterior de los tubos:

$$h = 0.0084 \left(\frac{w}{\mu D_o}\right)^{0.4} \left(\frac{K^3 p^2 g}{\mu^2}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (34)$$

Dónde:

w = Gasto masa del condensado $(\frac{kg}{hr})$.

μ = Viscosidad del condensado, ($Pa \cdot s$ ó $\frac{kg}{m \cdot s}$ ó $\frac{N \cdot s}{m^2}$).

D_0 = Diámetro externo de los tubos, (m).

k = Conductividad térmica del condensado, ($\frac{W}{m \cdot K}$).

ρ = Densidad del condensado, ($\frac{kg}{m^3}$)

g = Gravedad $9.80665 \frac{m}{s^2}$, $gc = 980.665 \frac{cm}{gf \cdot s^2}$

La ecuación anterior es válida para valores de:

$$\frac{w}{\mu D_0} > 1020$$

Para valores menores se recomienda la ecuación:

$$h = 0.943 \left(\frac{\rho^2 \cdot k^3 \cdot g \cdot \Delta}{L \cdot \mu \cdot \Delta T_0} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (35)$$

Las propiedades físicas de las ecuaciones anteriores se evalúan a la temperatura promedio de la película t_f , la cual se considera como:

$$t_f = t_v - 0.75(t_v - t_w) = t_v - 0.75\Delta T_0 \quad (36)$$

Dónde:

t_w = Temperatura de la pared, (K o $^{\circ}C$).

t_v = Temperatura del vapor saturado, (K o $^{\circ}C$).

3.- Coeficiente de transferencia de calor entre la superficie externa de un banco de tubos horizontales y vapor:

$$h = 0.725 \left(\frac{k^3 \cdot \rho^2 \cdot \lambda \cdot g}{N_t^{\frac{2}{3}} \cdot \Delta T_0 \cdot \mu \cdot D_0} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (37)$$

Las propiedades físicas en la ecuación anterior, se evalúan a la temperatura promedio de la película t_f .

En la ecuación 6), no se puede evaluar la temperatura de pared, por lo tanto, se tiene que resolver mediante iteración, esto es se supone una temperatura muy cercana a la temperatura del vapor y para comprobar se usa la ecuación siguiente:

$$h_0 (t_v - t_w) = h_i (t_v - t_m) \quad (38)$$

Dónde:

$$t_m = t_0 + t_s/2 \quad (39)$$

Dónde:

t_0 = Temperatura de entrada del fluido frío, (K o $^{\circ}C$).

t_s = Temperatura de salida del fluido frío, (K o $^{\circ}C$).

3. Material y equipo

3.1. Equipo

- Un intercambiador de calor de vidrio, de tubos y coraza.
- Un rotámetro.
- Una válvula reguladora de presión.
- Tres termómetros (uno de mercurio y dos analógicos de carátula).
- Dos manómetros analógicos de carátula.
- Un cronómetro.

3.2. Materiales y equipo

- Dos probetas de 2 L.
- Dos cubetas de 40 L.
- Un flexómetro, o una cinta métrica.
- Una llave tipo Perico.

3.3. Servicios

- Agua de la línea, o de la torre de enfriamiento.
- Vapor de generador de vapor del cuarto de máquinas.

3.4. Equipo de seguridad que protegen al profesor y al alumno

- Bata, casco y zapato cerrado.
- Un par de guantes de carnauba.

4. Procedimiento

La unidad fue diseñada para mostrar el balance de calor global en un intercambiador de calor de tubos y coraza, opera como condensador usando vapor y agua de forma horizontal, aunque por el diseño el equipo puede colocarse en posición vertical o intermedia.

Especificaciones

1.- La alimentación de agua fría pasa por un rotámetro, entra a un cabezal de entrada, con tres bridas de acero inoxidable, con espárragos metálicos de ajuste para fijarlo al cuerpo de la coraza, por la que pasan a siete tubos de vidrio que descargan al cabezal de salida con tres bridas de acero inoxidable con espárragos de ajuste, Nota (el cabezal de entrada se rompió y

actualmente se usa un cono de acero inoxidable). El número de tubos del equipo es de siete tubos, con siete deflectores de teflón. El agua calentada de salida sale a una rejilla de drenaje.

A contracorriente pasa por la coraza de vapor. El vapor que entra pasa a una válvula reguladora de presión que está conectada a un manómetro de carátula y a un termómetro de carátula, a la salida del vapor condensado hay una trampa de vapor para medir la cantidad y temperatura de condensado que sale.

2.- Las especificaciones técnicas del fabricante son:

- El vidrio de equipo, tipo: *QFV*,
- Máxima presión de agua de servicio: 3.5 kgcm^2 ,
- Rango de presión de vapor de operación: $(1.0-3.5) \text{ kgcm}^2$
- Área de transferencia de calor: 0.5 m^2
- Coeficiente total de transferencia de calor, aprox.: $250 \text{ Kcalhrm}^2\text{°C}$,
- Capacidad térmica: $(5000-8300) \text{ Kcalhr}$,
- Consumo de vapor: 15.3 kg/hr
- Consumo de agua: 1 L/hr
- Capacidad del rotámetro: 1 L/hr
- La temperatura de agua de servicio se hace con un termómetro de carátula a la entrada y otro de mercurio en el termopozo de salida del equipo. Las temperaturas de entrada y de salida del vapor se realiza con dos termómetros, también se puede emplear un manómetro de carátula y con un manómetro y una tabla de presión vapor a la presión de la Ciudad de México, se puede ver la temperatura de salida o bien con el termómetro de mercurio.
- El consumo de potencia de los recursos de servicio es para el vapor de agua: 3.5 kgcm^2 , para el agua el rotámetro da un valor máximo de: 1 L/hr
- Las dimensiones aproximadas del equipo son: Altura 2.4 m , área a piso: $(1.00 \times 0.70) \text{ m}^2$
- El diámetro externo de los tubos es de $1.053''$ con una longitud de 79 cm ; los deflectores de teflón son circulares con espaciamiento entre ellos de 10 cm ; el diámetro externo de la coraza de $4.5''$, con una longitud de 0.88 m .
- El equipo está montado en una estructura metálica tubular, anclada al piso, la parte media del soporte del equipo está unido a dos chumaceras con baleros para que gire el equipo, con guías de apoyo para que el equipo se quede en posición horizontal, vertical o intermedia.

En la Figura 2, muestra el equipo en posición horizontal y las tuberías e instrumentos más importantes.

A.- Arranque

1. Familiarizarse con el equipo, observando un esquema de este en la Figura 2.
2. Cerrar todas las válvulas,

3. Abrir el suministro de agua de la torre de enfriamiento al equipo, con las válvulas. V-1 y V-2. Así como alinear las válvulas de la torre de enfriamiento, de salida y su retorno.
4. Calibrar el rotámetro, a diferentes aperturas, midiendo el porcentaje de descarga de 0 a 100%, a diversas vueltas de apertura de la válvula V-2,
5. Con un cronómetro medir el tiempo que tarda en llenar los recipientes de bajo volumen como probetas y los de mayor capacidad como cubetas, lo que indica el flujo o caudal medido con la apertura de la válvula V-3.

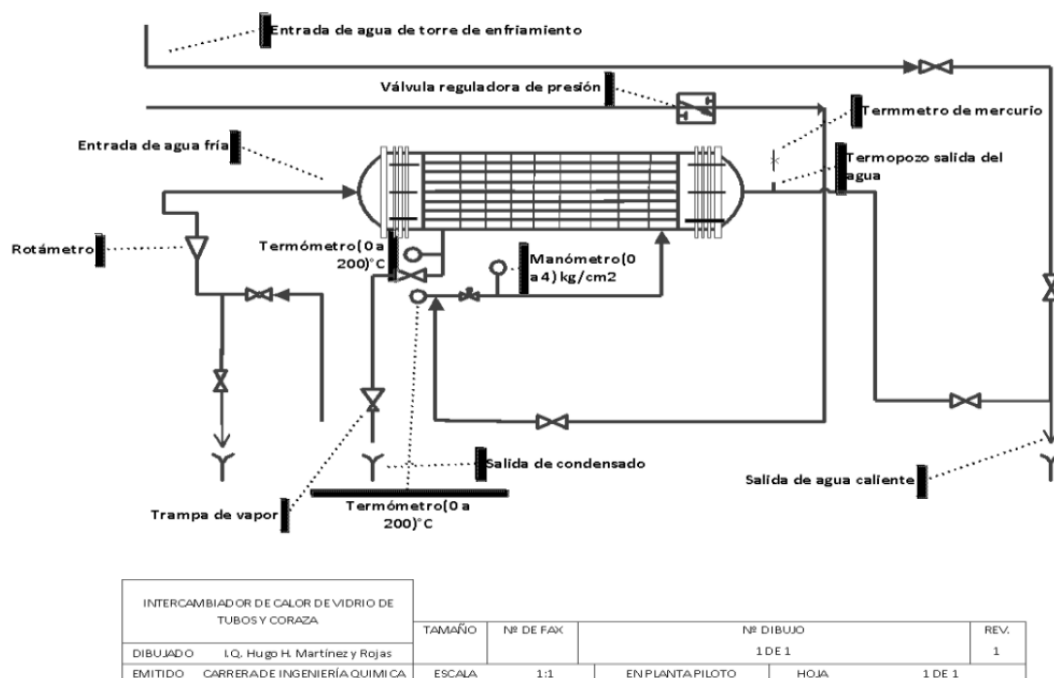


Figura 2. Esquema del equipo de intercambio de calor

6. Abrir la válvula V-4 para el suministro de vapor a la coraza del equipo pasa el flujo a una válvula reguladora de presión, V-5, ajustando la presión con un manómetro de carátula, de manera que la presión de vapor en el equipo esté debajo de 3.5 kg/cm^2 , que es la recomendada por el fabricante, por ser vidrio el material de construcción.
7. Abrir la válvula V-6, el vapor pasa por un manómetro y a un termómetro de carátula para después a la salida del condensado descargar a una trampa de vapor, y medir con más exactitud la temperatura de condensado, abriendo periódicamente la válvula V-7, con un termómetro de mercurio.
8. Medir la temperatura del agua caliente que sale del cabezal de los tubos de agua caliente del equipo, con un termopozo con un termómetro de mercurio, que tiene el equipo.
9. Abrir las válvulas V-8 y V-9, para regresar el agua calentada a la torre de enfriamiento.
10. Tomar las temperaturas del agua y del vapor a la entrada y salida del intercambiador, así como la presión de entrada de vapor.
11. Variar los gastos de agua de entrada al equipo con el rotámetro a diversas aperturas de la válvula V-2.
12. Variar los gastos de vapor con la válvula reguladora de presión y la válvula V-4, a una presión regulada definida de la válvula V-5,

- 13.** Repetir los incisos 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 y 12. Para obtener los datos experimentales que se presentan en las Tablas de Tratamiento de Datos y Análisis de los Datos, que se verán posteriormente.

B.- Paro

1. Cerrar el suministro de vapor por medio de la válvula V-4 y V-6, observando que el manómetro ya no indique presión de vapor, así que la temperatura del termómetro de carátula sea la ambiental y que deje de salir vapor por la trampa de vapor. Dejar de circular el agua, hasta que la temperatura en la coraza sea igual a la temperatura ambiente.
2. Cerrar las válvulas de entrada de agua V-1, y V-2. Así como de salida V-8, V-9. Abrir todas las válvulas de drenaje y condensados, V-3, V-7, V-10 y V-11, para que no quede agua en el equipo ni en las tuberías.

Nota: (En Aclaraciones se mencionan propuestas para evitar el problema que existe en el equipo de quedarse al arranque y paro con agua).

- A. Con cada corrida del inciso 14, se toman los datos a un gasto y las temperaturas, medidas del agua, así como del vapor-condensado: Se repiten por lo menos seis veces los datos para obtener una Tabla y emplear sus valores promedio.
- B. En la Tabla de resultados se ponen escalas de aperturas de % del rotámetro, a una presión determinada. Y sus valores promedio.
- C. Se realiza la Tabla de resultados de temperaturas a la entrada y salida del agua y del vapor, manteniendo una apertura de 0% de caudal del rotámetro fijo y se varía el consumo salida del condensado de vapor

5. Tratamiento de datos

Descripción de tablas y gráficas obtenidas durante el trabajo experimental.

Tabla 1. “Temperaturas de los sistemas”.

Durante el análisis de la práctica se calcularon los resultados que se muestran en la tabla, en dónde se pueden notar las diferentes temperaturas de entrada y salida para 5 corridas, siendo cada una de ellas supuestas y analizadas en los cálculos siguientes.

Observando así que la Q de enfriamiento (kg/s) es indirectamente proporcional a las T_a de salida ($^{\circ}\text{C}$), mientras que en la T_a de entrada ($^{\circ}\text{C}$) para la corrida 2 se muestra un ligero aumento de temperatura, esto podría ser debido a que se observó mal la temperatura en un inicio, al igual que en la T_c de salida ($^{\circ}\text{C}$) (en la corrida 4) disminuyó un poco la temperatura, pero en general no se notan cambios drásticos en el sistema.

Resultados obtenidos en la practica					
No. de corrida	Q de agua de enfriamiento (Kg/s)	Ta, de entrada (°C)	Ta, de salida (°C)	Tv, de entrada (°C)	Tc, de salida (°C)
1	0.4528	18.5	25	114	101
2	0.3773	19	26	116	104
3	0.3446	18	26.5	116	102
4	0.2584	18	27	117	98
5	0.245	18	28	118	100

Tabla 1.- Datos obtenidos de 5 corridas en el uso de intercambiador de calor de vidrio.

Tabla 2. “Datos”.

En la siguiente tabla se presenta la recopilación de los valores necesarios para la solución de las ecuaciones a emplear para los diferentes sistemas de estudio. Los cálculos para el diseño de un intercambiador de calor se basan en la ecuación de Fourier, esta es:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T$$

Si la ecuación anterior se aplica a un elemento diferencial del intercambiador, la transferencia de este se expresa como:

$$dQ = U \cdot \Delta T \cdot dA$$

o

$$Q = U \cdot A \cdot [\Delta T_2 - \Delta T_1 \ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}] = U \cdot A \cdot (MLDT)$$

Puesto que Q es igual a $\Delta T \Sigma R$, se tiene:

$$\Sigma R = (1/h_i) + (Lm/km) + (1/h_o)$$

Datos necesarios para los cálculos:			
Dinterno(m)	0.016	k H2O (W/(m·K))	0.58
Dexterno(m)	0.018	g m/s ²	9.80665
S(m ²)	0.0208	λ kj/kg	2257
ρ H2O kg/m ³	1000	Nt	7
μ H2O kg/m*s	0.001	A (m ²)	0.5

Tabla 2.- Datos necesarios para el análisis de los cálculos pertinentes.

Tabla 3. “Diferencial de temperaturas en el intercambiador”.

Para esta tabla se ocuparon las ecuaciones (23) y (24); obteniendo como resultados diferencias de temperaturas y MLDT.

Primero calculamos delta T1 y restamos el Tc de salida (°C) menos el Ta de salida(°C), posteriormente calculamos delta T2 y para este restamos Tv, de entrada (°C) menos Ta de entrada (°C), finalmente calculamos delta Tm1 y restamos ΔT2 (°C) de ΔT1 (°C) y lo multiplicamos el Ln de ΔT2 (°C) entre ΔT1 (°C).

Cálculo de las diferenciales de temperaturas			
No. de corrida	$\Delta T1 (^{\circ}C)$	$\Delta T2 (^{\circ}C)$	ΔT_{ml}
1	76	95.5	85.37918379
2	78	97	87.15510302
3	75.5	98	86.26148837
4	71	99	84.22573176
5	72	100	85.23486561

Tabla 3.- Cálculo de 5 corridas de las diferencias de temperaturas de la sustancia.

Tabla 4. “Coeficiente de transferencia de calor en los tubos”.

En la siguiente tabla se presenta el resumen de los resultados para los cálculos de la transferencia de calor para los tubos

Era necesario tomar en cuenta el número de Reynolds para las 5 corridas teniendo así una variedad de resultados entre cada muestra cómo se puede ver en la tabla.

Observando así que el Número de Re disminuye en la transferencia de calor e $h_i D/K$ disminuye de forma progresiva al igual que $H (^{\circ}K/Watts)$.

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor en los tubos			
No. de corrida	#Re	$h_i D/K$	$h (^{\circ}K/Watts)$
1	348.3076923	2.07331611	9.39471363
2	290.2307692	1.95219434	8.84588062
3	265.0769231	1.89465633	8.58516149
4	198.7692308	1.72295102	7.80712183
5	188.4615385	1.69293862	7.67112812

Tabla 4.- Resultados obtenidos en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en los tubos para las 5 muestras.

Tabla 5. “Coeficiente de transferencia de calor en la coraza”.

En la tabla podemos observar los resultados que fueron calculados en las 5 muestras de las cuales el valor de $w/\mu D_0$ es mayor de 1020 en todos los casos es por eso que se hace el cálculo con la ecuación número (34) que tiene como función hallar el valor del coeficiente de transferencia de calor en la coraza cuando el vapor se enfría desde el interior de la coraza, y cuyas variables ya fueron definidas en la página 11.

$$h = 0.0084 \left(\frac{w}{\mu D_0} \right)^{0.4} \left(\frac{K^3 p^2 g}{\mu^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (34)$$

Cálculo del Coeficiente de transferencia de calor en la coraza		
No. de corrida	$w/D0^*\mu$	h (°K/Watts)
1	14034.23642	4754.333983
2	13631.86241	4699.333307
3	12967.83481	4606.394822
4	7595.525754	3719.095305
5	8440.35783	3879.34599

Tabla 5.- Resultados obtenidos de los cálculos del coeficiente de transferencia de calor en la coraza para las 5 muestras con uso de la ecuación 34.

Tabla 6. “Coeficiente de transferencia de calor entre la superficie externa de un banco de tubos horizontales y vapor”.

En la tabla se puede ver el resumen de los resultados para los cálculos de la transferencia de calor de una superficie externa y otra superficie con vapor.

Se observa que el coeficiente h (K/Watts) de la corriente 4 es la que más cambia. 1YStvb

Coeficientes de partícula en la superficie externa y vapor	
No. de corrida	h (K/Watts)
1	1086.471711
2	1108.43173
3	1066.527976
4	988.1340402
5	1001.581132

Tabla 6.- Resumen de resultados de los coeficientes de las partículas en la superficie externa y vapor.

Tabla 7. “Cálculo de resistencias totales”.

En la siguiente tabla se colocaron los datos que fueron calculados con la ecuación 27 para resistencias totales que en este caso son la suma de resistencias de los tubos, la coraza y el banco horizontal en 5 pruebas.

Reistencias totales				
No. de corrida	$1/h$ (tubos)	$1/h$ (coraza)	$1/h$ (banco horizontal)	R total
1	0.1064	0.0002	0.0009	0.1076
2	0.1130	0.0002	0.0009	0.1142
3	0.1165	0.0002	0.0009	0.1176
4	0.1281	0.0003	0.0010	0.1294
5	0.1304	0.0003	0.0010	0.1316

Tabla 7.- Resistencias totales, de tubos, coraza y banco horizontal en 5 pruebas

Tabla 8. “Calor transferido”.

En esta tabla se puede observar un resumen de resultados para los cálculos de la transferencia de calor para cinco corridas . Sabemos que de la ecuación (16) se obtuvo el flujo de calor

aportado por el agua con respecto a cada corrida al vapor teórico (Q). Se consideró una densidad de 999.98 Kg/m³ y un Cp de 4.18 KJ/Kg K :

$$Q = wf \cdot Cpf \cdot (T1 - T2) \dots (16)$$

Se obtuvieron los siguiente resultados despejando y sustituyendo el coeficiente de transferencia global de la ecuación 22:

$$Q = U \cdot A \cdot [\Delta T2 - \Delta T1 \ln \Delta T2 \Delta T1] = U \cdot A \cdot (MLDT) \dots (22)$$

$$U = Q / A \cdot MLDT$$

Cálculo del calor transferido			
No. de corrida	$\Sigma 1/U$	U(W/m ² K)	Q(W)
1	0.094826192	10.54560957	450.1877688
2	0.100698992	9.930586039	432.7506246
3	0.103754908	9.638098311	415.6983527
4	0.11412504	8.762318974	369.0063638
5	0.116132374	8.610863351	366.9728902

Tabla 8.- Resultados del calor transferido.

Tabla 9. “Cálculos totales”.

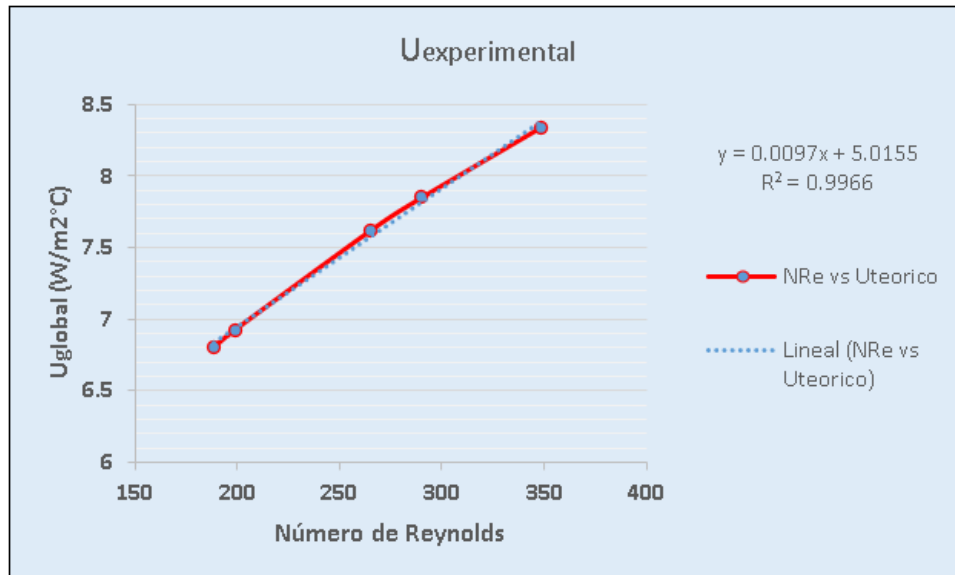
En esta tabla se muestran todos los cálculos totales realizados, que son: El caudal (m³/s), el gasto de vapor que condensa (kg/s)(la diferencia de temperatura (°c), la transferencia de calor (KJ/s) y el coeficiente total de transferencia de calor (w/m²-k).

Corrida	Q(m ³ /s)	wf (Kg/s)	ΔT (°C)	Q (KJ/s)	MLDT (°C)	U (W/m ² °C)
1	0.00045	0.4527	13	24.599718	85.37918379	0.57624627
2	0.00037	0.3772	12	18.920352	87.15510302	0.43417657
3	0.00034	0.3445	14	20.16014	86.26148837	0.46741925
4	0.00025	0.2583	19	20.514186	84.22573176	0.48712396
5	0.00024	0.2449	18	18.426276	85.23486561	0.43236476

Tabla 9.- En esta tabla se muestra la recopilación de los cálculos totales obtenidos para las 5 corridas experimentales.

Gráfica 1. *Uexp* vs *Retubos*

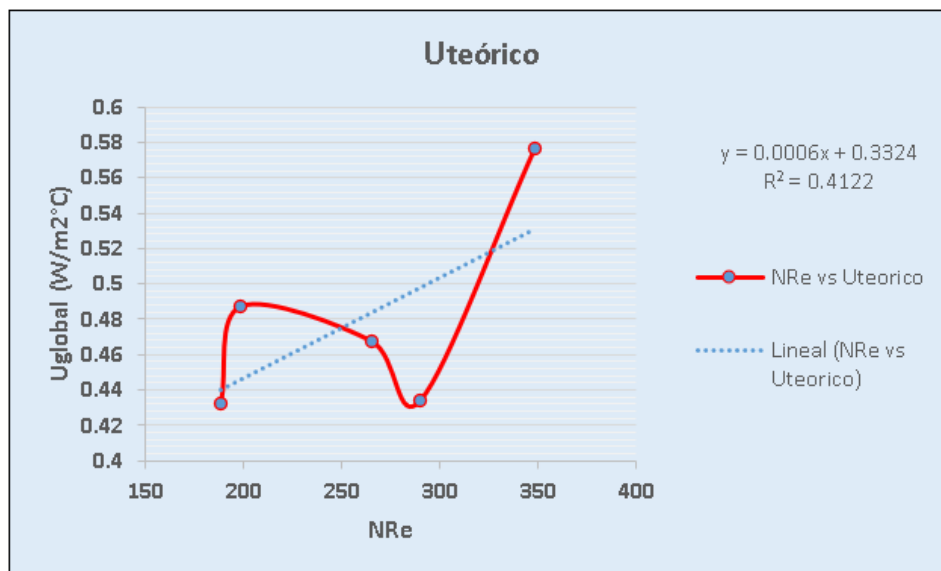
Resultados de los coeficientes de transferencia de calor experimental y número de Reynolds; junto con su ecuación linealizada de orden uno y una “r” cuadrada de 0.9966. Como se puede observar en la gráfica de resultados experimentales la Uglobal crece linealmente conforme crece el Re, pues como nos dice la teoría sobre que las variaciones de las propiedades físicas de los fluidos y del cambio en el régimen del flujo lo que provoca que la fuerza impulsora entre fluidos calientes y fríos también varíe, estos cambios tienen como consecuencia alteraciones en los valores de U, sin embargo, los resultados experimentales no concuerdan con lo teóricamente esperado, como se puede ver cuando comparamos la gráfica 1 con la gráfica 2 la primera sigue una tendencia lineal, mientras que la segunda no lo hace.



Gráfica 1.-Uexp vs Retubos

Gráfica 2. Uteórico vs Retubos.

Resultados de los coeficientes de transferencia de calor teórico y número de Reynolds; junto con su ecuación linealizada de orden uno y una “r” cuadrada de 0.4122. En ésta gráfica se muestran los resultados obtenidos de los cálculos de la tabla 9, que refleja lo que esperábamos obtener experimentalmente sabiendo que el cambio del régimen de flujo y de las propiedades físicas del fluido hacen que tanto U como Q cambien considerablemente. Además, en comparación con la gráfica 1 en ésta no hay una tendencia lineal, ya que U aumenta y disminuye de manera variable conforme aumenta el Re.



Gráfica 2. Uteórico vs Retubos.

6. Análisis de resultado

Durante la observación de la práctica, se obtuvieron resultados que se muestran en las distintas tablas presentadas anteriormente, donde podemos notar las diferentes temperaturas de entrada y salida para las 5 corridas; Realizando las gráficas pertinentes pudimos notar que la Gráfica 1 (U_{exp} vs Re_{tubos}) tuvo una línea de tendencia muy cercana a una recta, todo lo contrario a la Gráfica 2 ($U_{teórico}$ vs Re_{tubos}).

Además, comparando con la práctica P5 subida en el aula virtual de LTP del ciclo 2020-2, se obtuvieron resultados diferentes, remarcando algunos errores que tuvieron en su momento, los cuales fueron: Que tomaron y reportaron el diámetro interno con un valor de 0.026 m cuando en las especificaciones del equipo menciona que es de 0.016 m. Otro error que tuvieron, fue que su ΔT_1 y ΔT_2 la reportan en K, algo erróneo ya que solo están restando las temperaturas que obtuvieron experimentalmente y están reportadas en $^{\circ}\text{C}$, en ningún momento hacen una conversión.

7. Conclusión

De acuerdo con los datos experimentales proporcionados se observa que existe una relación lineal entre el coeficiente global de transferencia de calor con respecto al número de Reynolds, ya que ambos aumentan simultáneamente.

Se puede observar que a diferencia de los datos experimentales, los datos que predice la teoría no siguen una tendencia.

8. Bibliografía

- Kern, Donald. (1988) “Procesos de transferencia de calor”. Editorial continental S. A. México.
- Çengel, Yunus A (2011). Transferencia de calor y masa: fundamentos y aplicaciones. México. McGraw-Hill Interamericana, 1
- Tapia Hernández Jesica, (2020). “ANÁLISIS DE UN SISTEMA DE INTERCAMBIO DE CALOR (VIDRIO).” P5.
https://tuaulavirtual.educatic.unam.mx/pluginfile.php/1710190/mod_resource/content/1/P5.pdf