

Nº 97
20 J.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE QUÍMICA

“DISEÑO DE UNA PRACTICA PARA EL LABORATORIO DE INGENIERIA QUIMICA SOBRE UN CAMBIADOR DE CALOR ALETADO CON FLUJO CRUZADO EN EL EQUIPO (SPIRAL TUBE)”.

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO QUIMICO

P R E S E N T A:

ALEJANDRO BALTAZAR RODRIGUEZ CORTEZ



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

México, D. F.

1992



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

INDICE GENERAL

INTRODUCCION.

CAPITULO 1. TEORIA BASICA DE CAMBIADORES DE CALOR ALETADOS DE FLUJO CRUZADO.

- 1.1 *FLUJO TRANSVERSAL EN HACES DE TUBOS.*
- 1.2 *TRANSFERENCIA DE CALOR DESDE SUPERFICIES EXTENDIDAS.*

CAPITULO 2. CALCULOS TERMODINAMICOS PARA EL CAMBIADOR DE CALOR ALETADO CON FLUJO CRUZADO.

- 2.1 *TRATAMIENTO MATEMATICO PARA DETERMINAR EL COEFICIENTE
 GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR EXPERIMENTAL.*
- 2.2 *TRATAMIENTO MATEMATICO PARA DETERMINAR EL COEFICIENTE
 GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR TEORICO.*

CAPITULO 3. TRABAJO EXPERIMENTAL.

- 3.1 *DESCRIPCION DEL EQUIPO.*
- 3.2 *TECNICA DE OPERACION.*
- 3.3 *EXPERIMENTACION.*

CAPITULO 4. CALCULOS.

- 4.1 EJEMPLO DE CALCULO PARA DETERMINAR EL COEFICIENTE GLOBAL INTERNO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EXPERIMENTAL.
- 4.2 EJEMPLO DE CALCULO PARA DETERMINAR EL COEFICIENTE GLOBAL INTERNO DE TRANSFERENCIA DE CALOR TEORICO.
- 4.3 PROGRAMA DE CALCULO POR COMPUTADORA PARA DETERMINAR EL COEFICIENTE GLOBAL INTERNO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EXPERIMENTAL Y TEORICO.

CAPITULO 5. MANUAL DE LA PRACTICA PROPUESTA.

CAPITULO 6. RECOMENDACIONES Y CONCLUSIONES.

APENDICES.

BIBLIOGRAFIA.

INTRODUCCION

Desde siempre el hombre se ha encontrado con la necesidad de calentar o enfriar sus alimentos, casas, etc. Con la llegada de la era industrial no es raro que sea necesario transferir cantidades relativamente grandes de energía térmica entre el sistema y el medio o entre distintas partes de un sistema dado.

El ingeniero encuentra un gran número de problemas de transferencia de calor en sus actividades diarias. Por ejemplo, el ingeniero químico se ocupa de razones de transferencia de calor en diversas operaciones de procesos químicos; el ingeniero electricista debe diseñar sus motores eléctricos de tal modo que no sufran sobrecalentamiento y tiene cuidado de emplear las medidas adecuadas de los alambres de transmisión eléctrica a fin de prevenir la pérdida excesiva de potencia durante la transmisión debida a la disipación de Joule; el ingeniero civil y el constructor deben ser cuidadosos para prevenir la creación de esfuerzo térmico en estructuras de concreto, ya que durante el curado (secado) de concreto se genera calor, dando por resultado expansiones diferenciales de los componentes estructurales; los ingenieros metalúrgicos y cerámicos deben controlar con exactitud las temperaturas durante el tratamiento de calor de diversos metales y cerámicas, con el fin de lograr las propiedades que se desean en el material que se está tratando con calor; el ingeniero biomédico se interesa frecuentemente por los efectos de nivel de temperatura en organismos vivos; y el ingeniero mecánico se ocupa

de razones de transferencia de calor cuando diseña los sistemas de calefacción para edificios. desarrollando nuevas plantas de energía, mejorando las eficiencias de ciclos termodinámicos y trabajando en problemas de polución térmica. Por otra parte algunos procesos modernos, como la xerografía, demandan un amplio conocimiento de la conducción de calor, convección y radiación. Vemos, en consecuencia, que la ciencia de transferencia de calor tiene amplias aplicaciones de tecnología y su alcance no está limitado a una o dos áreas aisladas.

La transferencia de calor puede definirse como la transmisión de energía de una región a otra, resultado de la diferencia de temperatura existente entre ellas.

Como la transferencia de calor se efectúa principalmente en cambiadores de calor, y con la constante escasez de energía que padecemos, se hace aún más importante estudiar la transferencia de calor, de tal modo que se haga posible utilizar nuestras reservas energéticas con mayor eficiencia. mediante métodos más adecuados de transporte de energía, utilizando nuevos diseños de cambiadores de calor que minimicen las pérdidas de calor, con una generación de energía más eficiente y un mejor uso de ella.

El presente trabajo tiene como objetivo el diseñar una práctica que permite conocer el funcionamiento de un Cambiador de Calor Aletado de Flujo Cruzado, así como evaluar el Coeficiente Global de Transferencia de Calor a partir de datos experimentales, por medio de un balance de calor y por correlaciones obtenidas de la teoría para este tipo de Cambiadores de Calor.

El contenido se ha dividido en seis capítulos.

En el capítulo 1, se presenta la teoría básica de Cambiadores de Calor Aletados de Flujo Cruzado; describiendo el flujo transversal en haces de tubos y la transferencia de calor desde superficies extendidas.

En el capítulo 2, se incluyen los fundamentos matemáticos para determinar el Coeficiente Global de Transferencia de Calor Experimental y Teórico.

En el capítulo 3, se presenta el trabajo experimental realizado; conteniendo la Descripción del Equipo, la Técnica de Operación y la Experimentación realizada.

En el capítulo 4, con la información experimental obtenida se presenta un Ejemplo de Cálculo para evaluar el Coeficiente Global de Transferencia de Calor Experimental y Teórico; incluyendo un Programa de Cálculo por Computadora para evaluar estos coeficientes.

El capítulo 5, contiene el Manual de la Práctica propuesta.

En el capítulo 6, se dan las Recomendaciones y Conclusiones.

Apéndice.

Bibliografía.

CAPITULO 1.

TEORIA BASICA DE CAMBIADORES DE CALOR ALETADOS

DE FLUJO CRUZADO.

TEORIA BASICA DE CAMBIADORES DE CALOR ALETADOS DE FLUJO CRUZADO.

1.1 FLUJO TRANSVERSAL EN HACES DE TUBOS.

Para el calentamiento o enfriamiento de gases, uno de los cambiadores de calor más utilizado es el de arreglo de flujo cruzado. Este tipo de cambiadores suelen llamarse radiadores, soloaires, aerorrefrigerantes, etc.

En estos cambiadores uno de los flujos pasa en dirección perpendicular a un banco de tubos calentándose o enfriándose al cruzarlo. El otro fluido pasa por el interior de los tubos que forman el banco de tubos.

La transferencia de calor en el flujo sobre haces de tubos, depende principalmente del patrón del flujo y del grado de turbulencia, los que a su vez, son funciones de la velocidad del fluido, del tamaño y disposición de los tubos.

Las figuras 1 y 2 ilustran los patrones de flujo para el agua en el dominio de baja turbulencia, sobre tubos dispuestos en línea y escalonados, respectivamente. Las fotografías se obtuvieron rociando polvo fino de aluminio sobre la superficie del agua que fluye perpendicular a los ejes de los tubos colocados verticalmente. Se observa que los patrones de flujo alrededor de los tubos en las primeras hileras transversales, son similares a aquéllos para el flujo alrededor de un solo tubo. Fijando la atención sobre un tubo de la primera hilera del arreglo en línea,

se ve que la capa frontera se separa de ambos lados del tubo y forma una estela atrás de ella. La estela turbulenta se extiende hacia el tubo colocado en la segunda hilera transversal. Como resultado de la elevada turbulencia en las estelas, capas frontera alrededor de los tubos en la segunda hilera y subsecuentes, progresivamente se hacen más delgadas. Por lo tanto es de esperarse que en el flujo turbulento, los coeficientes de

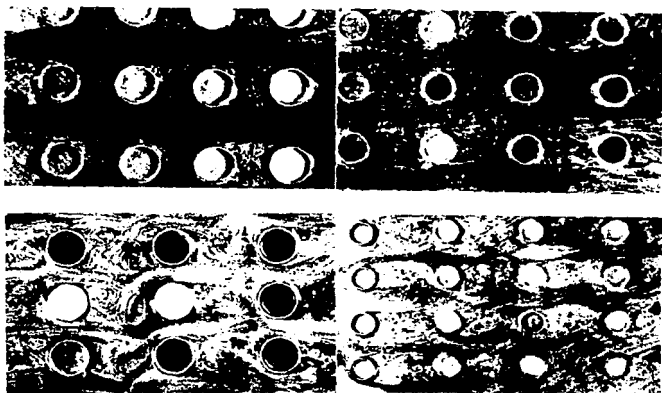


Fig. 1. Patrones de flujo para haces de tubos en línea. (Con permiso de R. D. Wallis, 'Photographic Study of Fluid Flow Between Banks of Tubes', Engineering, 148, 1933).

transferencia de calor de los tubos de la primera hilera (baja turbulencia) sean más pequeños que los coeficientes de transferencia de calor de los tubos en las hileras subsiguientes (alta turbulencia). Por otro lado, en el flujo laminar se ha observado la tendencia opuesta.

Para un arreglo escalonado de tubos muy juntos (fig.2), el tamaño de la estela turbulenta atrás de cada tubo es un poco más pequeña que para un arreglo similar en línea, pero no hay reducción apreciable en la disipación total de energía.

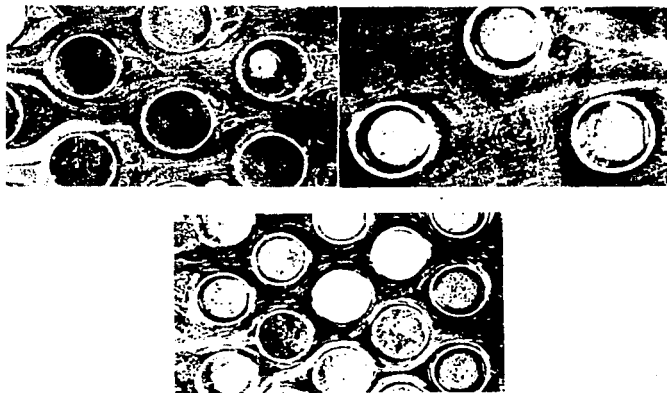


Fig. 2. Patrones de flujo para haces de tubos escalonados. (Con permiso de R. D. Wallis. "Photographic Study of Fluid Flow Between Banks of tubes," Engineering, 148, 1933).

Los experimentos sobre varios tipos de arreglos de tubos, han probado que, para unidades prácticas, la relación entre la transferencia de calor y la disipación de la energía, depende principalmente de: a) la velocidad del fluido, b) del tamaño de los tubos, y c) de la distancia entre los tubos; sin embargo, en la zona de transición, el comportamiento de un arreglo de tubos escalonado muy juntos, es un algo superior al de un arreglo similar de tubos en línea. Lo que nos indica que el coeficiente de transferencia de calor sustancialmente es más alto en un arreglo escalonado, que en el caso de arreglo de filas alineadas.

1.2 TRANSFERENCIA DE CALOR DESDE SUPERFICIES EXTENDIDAS.

Existen varias maneras de incrementar el flujo de calor disipado por una superficie expuesta a un fluido: aumentando la diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido, elevando el coeficiente de transferencia de calor ó incrementando el área. Esta última puede lograrse, mediante el uso de superficies extendidas o aletadas, las cuales pueden ser parte integral del material de la base o pueden adherirse a esta, con el propósito de incrementar la rapidez de calentamiento o de enfriamiento.

Se conoce como superficie extendida al conjunto formado por una superficie primaria y su superficie extendida. A las piezas o tiras de metal que se emplean para extender la superficie de transferencia de calor se les conoce generalmente como aletas.

Como se ha indicado anteriormente, el objeto de añadir aletas a

una superficie lisa es el de aumentar la superficie disponible para la transmisión del calor por convección al fluido envolvente. Sin embargo, la utilización de superficies adicionales sitúa la temperatura superficial media por debajo del valor que tendría si no se montasen aletas.

Si el efecto del aumento del área superficial es mayor que el de disminución de la temperatura superficial media, entonces las aletas acentuarán el proceso de intercambio de calor; en caso contrario es negativo el uso de aletas.

Los requisitos fundamentales que deben cumplir los tubos aletados de un cambiador de calor son:

- Contacto íntimo entre aletas y tubo, estando libre su unión de aire u óxido que dificulten la transferencia de calor.
- Indeformabilidad y rigidez de las aletas, evitando que se doblen y junten unas con otras que imposibilitarían la uniforme circulación del aire a través del haz, por lo que aumentaría la pérdida de carga con el consiguiente mayor consumo de energía.
- Resistencia a la corrosión de los agentes atmosféricos.

La unión tubo-aleta puede ser realizada de varias formas, y entre las más usuales están las que a continuación se indican:

1.- Tubo bimetalico con aletas extruidas, consistente en un tubo encamisado con otro de aluminio (o cobre) del cual se obtiene las aletas por extrusión (fig.3a). Como variante al tubo bimetalico existe el tubo monometalico, en el que las aletas provienen del mismo tubo base. Este tipo de unión garantiza un buen contacto tubo-aleta y protegen al tubo base de los agentes corrosivos de la superficie exterior. Al no

existir ranuras para el encastramiento de las aletas en el tubo, permite utilizar espesores menores en el tubo base (salvo en caso de monometálicos). Este tipo de aletas solo permiten un número máximo de ocho aletas/pulgada. Mecánicamente son de una resistencia aceptable.

2.- Tubo con aletas helicoidales incrustadas mecánicamente, denominado normalmente tubo con aleta -G- (fig. 3b). La aleta de aluminio está enrollada e incrustada en una ranura de 0.25mm de profundidad. El espesor del tubo base, a efectos de resistencia a la presión, debe ser tomado desde el fondo de la ranura. El contacto entre tubo-aleta es bueno y no existe problema de formación de óxido entre ambas superficies que impida la correcta transferencia de calor. Mecánicamente este tipo de aletas son suficientemente resistentes.

3.- Tubo con aletas helicoidales enrolladas bajo tensión, denominado normalmente tubo con aleta -L- (fig. 3c). La aleta de aluminio lleva un pie en forma de -L- y se enrolla bajo tensión al tubo. El tubo base queda algo mejor protegido contra la corrosión que en el caso de aletas en -G-. El contacto tubo-aleta es malo, ya que la formación de óxido en el tubo y aleta lo dificulta, al igual que la posible presencia de aire entre ambos. En caso de tubos de material costoso, este tipo de aletas permite usar tubos de menor espesor, ya que no es preciso ranurar los mismos. Mecánicamente son poco resistentes, por lo que se deforman y despegan fácilmente.

Ni la calidad ni el costo es igual para los tubos aletados realizados según los antes indicados métodos, siendo necesario por

lo tanto, la elección del tipo de tubo aletado adoptado en función de relación costo-calidad necesaria. Antes de proceder a la elección se debe tener en cuenta que:

.. Como los tubos aletados son bimetalicos las dilataciones térmicas son diferentes para los dos metales, por lo que de acuerdo con el tipo de unión puede soportar mejor o peor estas diferencias dando como producto las siguientes limitaciones de utilización:

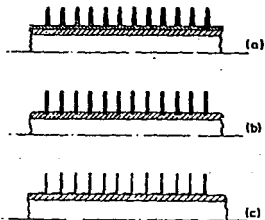


Fig. 3. Tipos de tubos aletados. a) Bimetalicos. b) Aletas incrustadas. c) Aletas enrolladas.

Tipo.	Temp. máxima permitida.
Bimetalico	550 °F (290 °C)
Aletas incrustadas (Tipo G)	750 °F (400 °C)
Aletas enrolladas. (Tipo L)	950 °F (515 °C)

.. Generalmente el tubo bimetalico aletado es mucho más costoso que los otros dos tipos, siendo entre éstos más económico el tipo de aletas enrolladas -L-, aunque la diferencia con el tipo de

lo tanto, la elección del tipo de tubo aletado adoptado en función de relación costo-calidad necesaria. Antes de proceder a la elección se debe tener en cuenta que:

.. Como los tubos aletados son bimetálicos las dilataciones térmicas son diferentes para los dos metales, por lo que de acuerdo con el tipo de unión puede soportar mejor o peor estas diferencias dando como producto las siguientes limitaciones de utilización:

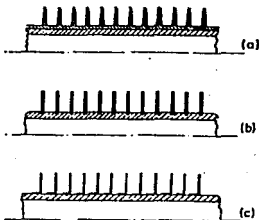


Fig. 2. Tipos de tubos aletados. a) Bimetálicos. b) Aletas incrustadas. c) Aletas enrolladas.

Tipo.	Temp. máxima permitida.
Bimetálico	550 °F (290 °C)
Aletas incrustadas (Tipo G)	750 °F (400 °C)
Aletas enrolladas. (Tipo L)	950 °F (517 °C)

.. Generalmente el tubo bimetálico aletado es mucho más costoso que los otros dos tipos, siendo entre éstos más económico el tipo de aletas enrolladas -L-, aunque la diferencia con el tipo de

aletas incrustadas -G- es pequeña salvo en tubos con material base muy costoso. El tipo de tubos con aletas incrustadas -G-, debido a su mayor temperatura permitida de servicio, así como su moderado precio, es el comunmente utilizado, salvo en los casos en que el material tubo base es muy costoso, en los cuales se puede utilizar los otros dos tipos, que permiten utilizar tubos de un menor espesor.

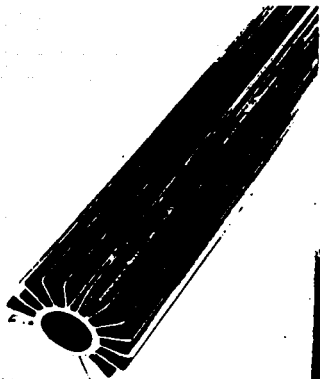
A continuación se muestran algunos tipos comerciales de tubos aletados:



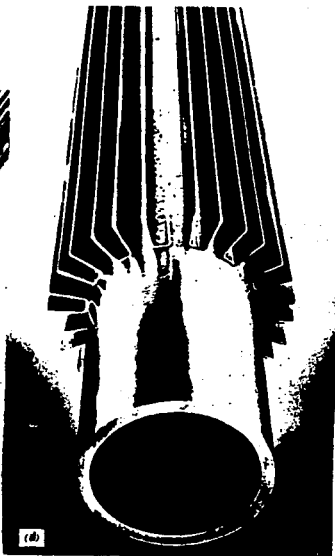
a) Tubo de acero con aletas longitudinales en forma de ranuras soldadas en su interior.



b) Aletas helicoidales en forma de caracol soldadas sobre un tubo de cobre



(c)



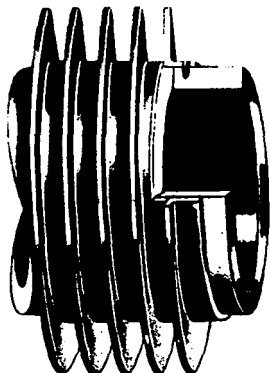
(d)



(e)

c) y d) Tubos con aletas longitudinales de aluminio dobladas en forma de ranuras.

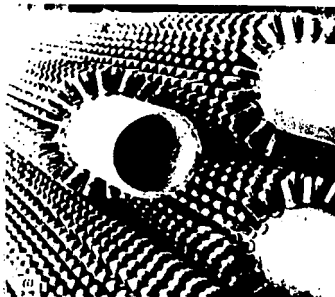
e) Aletas helicoidales volcadas sobre un tubo de acero por una operación de enrollado.



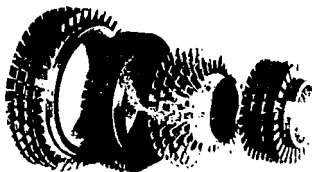
f)



g)



h)



i)

- f) Aletas tipo disco soldadas sobre un tubo de acero.
g) Aletas helicoidales en forma de dientes.
h) Aletas con forma de estampa prensadas en un tubo de acero.
i) Tubo con aletas helicoidales en forma de espigas.

Las aletas longitudinales se usan en intercambiadores de tuberías dobles. Las aletas transversales se emplean en configuraciones de flujo transversal y de cubierta y tubo. Las aletas transversales altas se emplean principalmente con gases a bajas presiones; las aletas bajas se usan para la ebullición y la condensación de flujos no acuosos.

El contenido de este capítulo, está referido al tipo de equipo que utilizaremos para el diseño de la práctica.

Este equipo es un Cambiador de Calor Aletado con Flujo Cruzado.

CAPITULO 2.

CALCULOS TERMODINAMICOS PARA EL CAMBIADOR DE CALOR

ALETADO CON FLUJO CRUZADO.

CALCULOS TERMODINAMICOS PARA EL CAMBIADOR DE CALOR
ALETADO CON FLUJO CRUZADO.

2.1 TRATAMIENTO MATEMATICO PARA DETERMINAR EL COEFICIENTE
GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR EXPERIMENTAL.

$$(U_{i \text{ exp. }}).$$

La ecuación fundamental de diseño para este tipo de cambiadores
es:

$$U_{i \text{ exp. }} = \frac{Q}{A_{i_T} (\Delta T_{ML} \cdot F_T)}$$

Donde:

U_i = Coeficiente Global de Transferencia de Calor.

Q = Calor intercambiado.

A_{i_T} = Area interna de transferencia de calor.

ΔT_{ML} = Variación de temperatura media logarítmica.

F_T = Factor de corrección por el flujo en cruzado y por el
número de pasos.

Esta determinación es el objetivo del cálculo termodinámico de
un cambiador de calor cuyo desarrollo es como sigue.

CALCULOS PARA EL AIRE.

El balance masico del aire se determina de la siguiente manera:

$$G_1 = G_2 \dots\dots\dots (1)$$

$$G_3 = L_4 \dots\dots\dots (2)$$

Siendo:

G_1 = Gasto del aire frio.

G_2 = Gasto del aire caliente.

G_3 = Gasto del vapor de calentamiento.

L_4 = Gasto másico del condensado.

El gasto del aire (G_1) lo calculamos por medio de la ecuación:

$$G_1 = V_o A_o \rho$$

Siendo:

V_o = Velocidad del aire.

A_o = Area de la placa de orificio.

ρ = Densidad del aire.

Esta ecuación se utiliza cuando no se tiene un medidor de flujo que nos de directamente la lectura, en cuyo caso se utiliza una placa de orificio con sus tomas de presión.

La densidad del aire (ρ) a la presión y temperatura corriente

arriba se determina por:

$$\rho_{\text{aire}} = \frac{P_{\text{amb.}} \cdot P_{\text{M:aire}}}{R \cdot T_{\text{amb.}}}$$

Donde:

P = Presión atmosférica del lugar.

PM = Peso molecular del aire.

R = Constante de los gases.

T = Temperatura ambiente.

La velocidad del aire (V_o) se calcula con la siguiente ecuación:

$$V_o = C_o \sqrt{\frac{2g_c \Delta P_o / \rho}{(1-\beta^4)}}$$

Donde:

C_o = Coeficiente de descarga.

g_c = Constante de gravedad.

ρ = Densidad del aire a temperatura ambiente.

β = Razón del diámetro del orificio al diámetro de la tubería (D_1/D_2) respectivamente.

ΔP_o = Caída de presión de la placa de orificio.

La razón del diámetro (β) para la ecuación anterior es:

$$\beta = \frac{D_1}{D_2}$$

D_1 = Diámetro de la placa de orificio.
 D_2 = Diámetro de la tubería del equipo.

Con ésta razón del diámetro (β) localizamos el valor del coeficiente de descarga por medio de la figura (4).

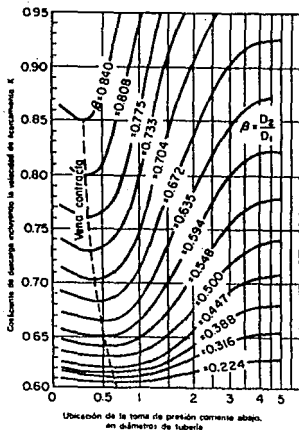


Fig. 4. Coeficiente de descarga para orificios circulares con N_{Re} mayores a 30000. (Spitzglass, Trans. Am. Soc. Mech. Engrs. 44, 919 (1922)).

El área de la placa de orificio (A_0) se determina por:

$$A_0 = \frac{\pi D_1^2}{4}$$

CALOR INTERCAMBIADO.

El calor intercambiado es la capacidad de intercambio del equipo, y es igual al calor cedido por el fluido caliente o el absorbido por el frío más las pérdidas de calor. Su cálculo es como sigue:

$$G_1 H_1 + G_2 H_2 = G_2 H_3 + L_4 H_4 + Q_p \dots\dots\dots (3)$$

Como:

$$G_1 = G_2 \quad \text{y} \quad G_2 = L_4$$

Entonces:

$$G_2 (H_1 - H_4) = G_1 (H_2 - H_1) + Q_p \dots\dots\dots (4)$$

Para calcular las pérdidas de calor (Q_p) despejamos la ecuación anterior y se obtiene:

$$Q_p = G_2 (H_1 - H_4) - G_1 (H_2 - H_1)$$

Donde las entalpías se calculan conociendo su capacidad calorífica (C_p) y la variación de temperaturas para el lado del aire.

$$H_1 = C_{p_1} \Delta t_1 \quad \text{y} \quad H_2 = C_{p_2} \Delta t_2$$

Para calcular las entalpías por el lado del vapor tenemos:

$$H_3 = H_v (M_v) + H_L (M_L)$$

En este caso se considera como (Mv) a la masa del vapor, tomándose como 96% y a la masa del liquido (ML) como 4% (datos característicos del vapor saturado). Los valores de (Hv) entalpia del vapor y (HL) entalpia del liquido se conocen de tablas dependiendo de la presión de vapor manejada (Fv).

Como la temperatura del condensado en la salida es la misma que la del vapor, se considera que $H_4 = H_L$.

CALCULO DEL CALOR GANADO POR EL AIRE.

$$Q_{\text{aire}} = G_1 C_p (t_2 - t_1) = G_1 C_p \Delta t$$

Siendo:

G_1 = Gasto del aire.

C_p = Capacidad calorifica del aire.

t_1 = Temperatura de entrada del aire.

t_2 = Temperatura de salida del aire.

CALCULO DEL CALOR CEDIDO POR PARTE DEL VAPOR.

$$Q_{\text{vapor}} = L_4 (H_3 - H_4) = L_4 \Delta H$$

Donde:

L_4 = Gasto másico del condensado.

H_3 = Entalpía del vapor.

H_4 = Entalpía del condensado.

CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL EXPERIMENTAL.

Volviendo a la expresión del coeficiente global, indicándola como se muestra normalmente tenemos que:

$$Q = U_i A_{i_T} (\Delta T_{LM} F_T) \dots\dots\dots (5)$$

Despejando la ecuación (5) tenemos que:

$$U_{i \text{ exp.}} = \frac{Q_{aire}}{A_{i_T} (\Delta T_{LM} F_T)}$$

Donde el área interna transferencia de calor (A_{i_T}) está dada por la relación:

$$A_{i_T} = d_i \pi N_T L_T$$

Siendo:

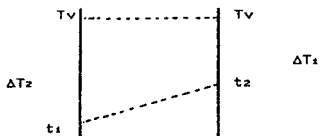
d_i = Diámetro interno del tubo aletado.

N_T = Número de tubos aletados.

L_T = Longitud del tubo aletado.

La diferencia de temperatura entre los fluidos es, como se puede suponer, variable a lo largo del cambiador y, por lo tanto es necesario escoger una diferencia media respectiva de todas ellas. La diferencia media utilizada es la media logarítmica de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos, y se denomina --diferencia media logarítmica de temperaturas-- (ΔT_{ML}) y su valor viene dado por la expresión:

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln (\Delta T_2 / \Delta T_1)}$$



Donde:

T_v = Es la temperatura de saturación del vapor obtenida de tablas a partir de la presión de vapor experimental (P_v).

t_1 = Temperatura de entrada del fluido frío (aire).

t_2 = Temperatura de salida del fluido frío (aire).

El factor (F_T) es una corrección para el flujo cruzado y el número de pasos.

El valor de (F_T) se obtiene calculando primeramente los números adimensionales siguientes:

-- Relacion de Capacidad:
$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

-- Efectividad:
$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

Siendo:

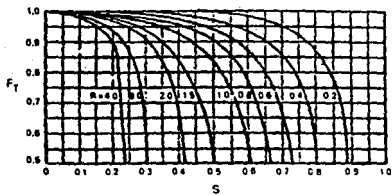
T_1 = Temperatura de entrada del fluido caliente.

T_2 = Temperatura de salida del fluido caliente.

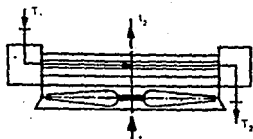
t_1 = Temperatura de entrada del fluido frío.

t_2 = Temperatura de salida del fluido frío.

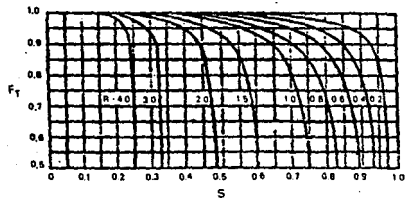
Con estos valores se entra en las gráficas de la figura 5. las cuales nos muestran la determinación del factor (F_T) en aerorrefrigerantes.



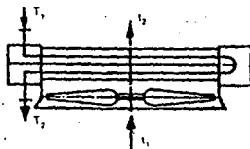
A



$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$



B



$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

Fig. 5. Gráfica para la determinación del factor F_T en aerorrefrigerantes. a) Aerorrefrigerantes de un paso lado tubos. b) Aerorrefrigerantes de dos pasos lado tubos.

(Ref. R. A. Bowman, A. C. Mueller, and W. M. Nagle, "Mean Temperature Difference in Design," Trans. ASME, vol. 62, 1940, p. 283).

Con la información anterior, obtenemos los datos básicos para calcular el Coeficiente Global Interno de Transferencia de Calor Experimental. Para el equipo donde se desarrollará la práctica.

2.2 TRATAMIENTO MATEMATICO PARA DETERMINAR EL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR TEORICO

$$(U_{i,teo.}).$$

A la transferencia de calor de un fluido a otro en un intercambiador se oponen una serie de resistencias que se pueden concretar en:

... Resistencia por la convección del lado caliente, que es igual a la inversa de su coeficiente de película correspondiente.

... Resistencia por el ensuciamiento del tubo por su lado caliente, que es igual al factor de ensuciamiento del fluido caliente.

... Resistencia de la pared del tubo, función de la conductividad del material del tubo y su espesor.

... Resistencia por el ensuciamiento del tubo en su lado frío, que es igual al factor de ensuciamiento del fluido frío.

... Resistencia de la convección de lado frío, que es igual a la inversa de su coeficiente de película correspondiente.

La suma de estas cinco resistencias, (ΣR), es la resistencia

total al paso del calor, y su inversa ($1/\Sigma R = U$) es lo que definimos como coeficiente global de transferencia (U).

La ecuación que nos relaciona el coeficiente global teórico para este caso está dada por:

$$U_{i \text{ teo.}} = \frac{1}{\frac{1}{hf'i} + \frac{1}{h'i}} \dots\dots (6)$$

Siendo:

$hf'i$ = Coeficiente de transferencia de calor con ensuciamiento por el lado (frío externo) del aire referido a valores basados en el área interna del tubo.

$h'i$ = Coeficiente de transferencia de calor con ensuciamiento por el lado interno del tubo (vapor).

El coeficiente efectivo externo basado en el Área interna ($hf'i$) se calcula de la siguiente forma:

$$hf'i = (\Omega A_f + A_o) \frac{h'f}{A_i} \dots\dots\dots (7)$$

Siendo:

Ω = Eficiencia de la aleta.

A_f = Área de la superficie de la aleta.

A_0 = Area externa del tubo sin aleta.

A_1 = Area interna del tubo aletado.

$h'f$ = Coeficiente de transferencia con ensuciamiento.

Con objeto de relacionar la capacidad de intercambio calorífico de una superficie aletada y la superficie original desprovista de aletas, se define la eficiencia de la aleta (η) como la relación del calor transmitido por ella y el que se transmitiría si la superficie total de las aletas se mantuviese a la misma temperatura que la superficie primaria. La eficiencia de las aletas es función de su geometría (altura, espesor y forma), del material de las mismas (conductividad térmica) y del coeficiente de convección hacia el fluido que las envuelve.

Los complejos cálculos que determinan el valor de la eficiencia de las aletas los sustituiremos por las curvas que se incluyen (fig.6) y que dan la eficiencia de las aletas anulares de espesor uniforme, que son las más utilizadas.

De la figura 6., se puede deducir fácilmente que para un mismo material y dimensión de aleta, el valor de la eficiencia disminuye al aumentar el coeficiente de convección exterior. Ello nos indica que sería contraproducente usar aletas en el caso de un fluido envolvente que de, un alto valor de coeficiente de convección, caso que no ocurre con el aire ni con los gases en general, para los cuales es justificado utilizarlas.

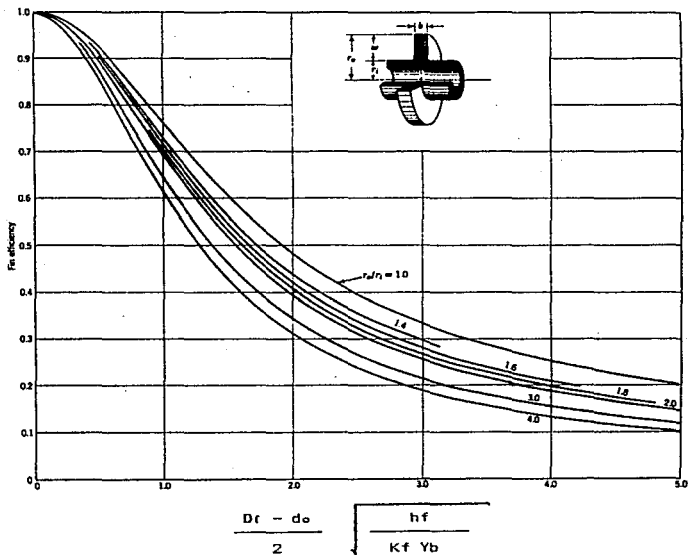


Fig. 4. Gráfica de determinación de la eficacia en aletas anulares de espesor constante.

(Ref. K. A. Gardner, "Efficiency of Extended Surfaces," Trans. ASME, Vol. 67, 1945, p. 621).

El área de la superficie de la aleta (A_f), se define de la siguiente forma:

$$A_f = \frac{\pi}{4} (D_f^2 - d_o^2) 2 n_f 100, \text{ en cm}^2/\text{m lineal.}$$

Siendo:

D_f = Diámetro de la aleta.

d_o = Diámetro exterior del tubo aletado.

n_f = Número de aletas contenidas en 1 cm del tubo.

El área interna del tubo aletado (A_i), se define de la siguiente manera:

$$A_i = \pi d_i 100, \text{ en cm}^2/\text{m lineal}$$

Siendo:

d_i = Diámetro interno del tubo aletado.

El área externa del tubo aletado sin aletas (A_o) se calcula de la siguiente manera:

$$A_o = (100 \pi d_o) - (100 \pi d_o n_f e_f), \text{ en cm}^2/\text{m lineal.}$$

Donde:

e_f = Espesor de la aleta.

La ecuación que calcula el coeficiente de calor con ensuciamiento ($h'f$) es:

$$h'f = \frac{h_{do} \quad h_f}{h_{do} + h_f}$$

Siendo:

h_{do} = Coeficiente de obstrucción referido al diámetro externo.

h_f = Coeficiente de calor de la aleta por el lado externo ó coeficiente de película.

Donde el (h_{do}) se calcula de la siguiente forma:

$$h_{do} = \frac{1}{R_{do}}$$

Siendo:

R_{do} = Resistencia por ensuciamiento referido al diámetro externo, y su valor se obtiene de tablas.

El coeficiente de película (h_f) se calcula de la siguiente forma:

$$h_f = J_f \frac{K_a}{D_o} \left(\frac{C_p a \quad \mu_a}{K_a} \right)^{1/3}$$

Siendo:

K_a = Conductividad térmica del aire.

C_{pa} = Capacidad calorífica del aire.

μ_a = Viscosidad del aire.

D_e = Diámetro equivalente.

J_f = Factor de transferencia de calor.

Este coeficiente de película (h_f) esta referido a la temperatura calórica o de pared de los fluidos caliente y frio, la cual definimos como:

$$T_{\text{fluido}} = \frac{T_v + t_m}{2}$$

Y la temperatura media (t_m) será:

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

Donde:

T_v = Temperatura del vapor.

t_m = Temperatura media.

t_1 = Temperatura de entrada del aire.

t_2 = Temperatura de salida del aire.

El valor del factor de transferencia de calor (J_f) se obtiene de la curva (a) de la gráfica de la figura 7. Donde también es necesario conocer el número de Reynolds (Re) para obtener el valor anterior.

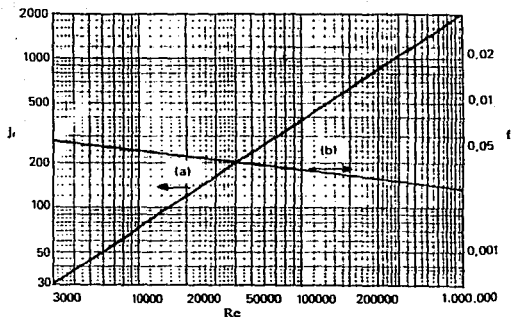


Fig. 7. Gráfica para la determinación del coeficiente de transferencia de calor (Jf) y caída de presión de lado aire en aerorefrigerantes. a) Cálculo Jf . b) Cálculo f .

Fuente: D. Kern. Process Heat Transfer. Mc. Gray Hill. 1950. Pág. 525. Figura 16.10.

El número de Reynolds (Re) para determinar el valor de (Jf) está dado por la siguiente relación.

$$Re = \frac{D_e G_a}{\mu_a}$$

Este valor de Reynolds (Re) esta referido a la temperatura de fluido (T_{fluido}).

Siendo:

G_a = Velocidad masica del aire a (T_{fluido}).

μ_a = Viscosidad del aire a (T_{fluido}).

D_e = Diametro equivalente.

El diametro equivalente se obtiene de la siguiente relacion:

$$D_e = \frac{2 (A_f + A_e)}{\pi \text{ Perimetro}}$$

Donde:

A_f = Area de la superficie de la aleta.

A_e = Area externa del tubo sin aleta.

El perimetro de las aleta se obtiene de la siguiente manera:

$$\text{Perimetro} = 2 \frac{D_f - d_o}{2} \quad n_f \quad 2 \quad 100 + 2 (100 d_o - n_f e_f 100);$$

en cm/m lineal.

Donde:

D_f = Diametro de la aleta.

d_o = Diametro exterior del tubo aletado.

n_f = Numero de aletas contenidas en 1 cm del tubo.

e_f = Espesor de la aleta.

La velocidad másica del aire (G_a) está dada por:

$$G_a = \frac{C_a \rho_a}{A_a}$$

Siendo:

C_a = Caudal del aire.

ρ_a = Densidad del aire a (T_{fluido}).

A_a = Área de paso del aire.

El caudal del aire (C_a) se determina con la relación:

$$C_a = V_o A_o$$

Siendo:

V_o = Velocidad del aire.

A_o = Área de la placa de orificio.

El área de paso del aire (A_a).- Es la sección mínima de paso de aire y es igual al espacio libre entre tubos de una fila, y por tanto, su valor se obtiene restando el área en planta del cambiador de calor la ocupada por los tubos y aletas de una fila. Desarrollando matemáticamente resulta la siguiente expresión.

$$A_a = (b L_T) - N_T (d_o L_T) - N_T (e R_o 2 N_T); \text{ en } m^2$$

Siendo:

b = Distancia que abarca todos los tubos aletados.

R_o = Radio de la aleta.

L_T = Longitud de paso del aire.

N_{AT} = Numero de aletas en un tubo.

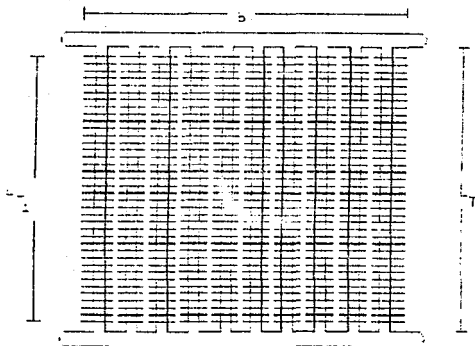
N_T = Numero de tubos aletados.

d_o = Diámetro exterior del tubo aletado.

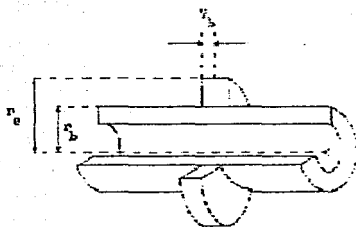
e_f = Espesor de la aleta.

L_T = Longitud del tubo aletado.

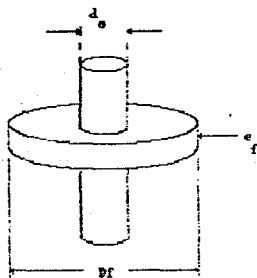
A continuación se ilustra con dibujos como tomar las medidas de los parámetros utilizados.



Arreglo de Tubos Aletados



Corte de un tubo aletado



Tubo aletado

El coeficiente de transferencia de calor con ensuciamiento del lado del vapor (h_i) se evalúa con la siguiente ecuación:

$$h_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + R_{di}}$$

Donde:

$$R_{di} = \frac{1}{h_{di}}$$

Siendo:

R_{di} = Resistencia por ensuciamiento referido al diámetro interno.

h_{di} = Coeficiente de obstrucción referido al diámetro interno y se determina por tablas.

Para calcular el coeficiente de calor por el lado interno (h_i) es necesario conocer la relación de Nusselt (Nu) la cual está dada por:

$$Nu = \frac{h_i d_i}{k_v}$$

Siendo:

h_i = Coeficiente de calor por el lado interno.

d_i = Diámetro interno del tubo aletado.

k_v = Conductividad térmica del vapor.

Despejando la ecuación anterior tenemos:

$$h_i = \frac{Nu \cdot k_v}{d_i}$$

El número de Nusselt (Nu), se calcula de la relación del número de Prandtl (Pr) y el número de Reynolds (Re).

La correlación que utilizaremos para nuestro caso en el que tenemos una condensación de vapores en el interior de tubos verticales será:

$$Nu = 0.0054 (Pr)_L^{0.65} (Re)_V^{0.8} \left[\frac{\mu_V}{\mu_L} \right] \left[\frac{\rho_L}{\rho_V} \right]^{0.5}$$

Donde:

μ_V = Viscosidad del vapor (a temp. de vapor).

μ_L = Viscosidad del líquido (a temp. de condensado).

ρ_V = Densidad del vapor (a temp. de vapor).

ρ_L = Densidad del líquido (a temp. de condensado).

El número de Prandtl $(Pr)_L$, se calcula como sigue:

$$Pr_L = \frac{Cp_L \cdot \mu_L}{K_L}$$

Siendo:

C_{pL} = Capacidad calorífica del líquido (a temp. de condensado).

k_L = Conductividad térmica del líquido (a temp. de condensado).

El número de Reynolds $(Re)_v$, lo calculamos de la siguiente forma:

$$Re_v = \frac{4 \cdot w_r}{\mu_v \cdot \pi \cdot d_i}$$

Donde:

$$w_r = L_4$$

Siendo:

w_r = Gasto másico del condensado.

Con la información anterior concluimos el desarrollo matemático para obtener el Coeficiente Global Interno de Transferencia de Calor Teórico.

CAPITULO 3.

TRABAJO EXPERIMENTAL.

TRABAJO EXPERIMENTAL.

3.1 DESCRIPCION DEL EQUIPO.

El equipo que utilizaremos para la realizacion de esta practica es el Secador de Charolas intermitente ARMPFIELD (SPIRAL TUBE). Localizado en el laboratorio de Ingenieria Quimica de la facultad de Quimica de la UNQM.

El equipo está diseñado para estudiar el fenómeno de transferencia de calor, asociado con el paso del aire cuya corriente pasa perpendicular a un banco de tubos aletados (por los cuales circula vapor de agua).

Para su descripción se dividió en seis secciones:

SECCION A.

Esta consta de un ducto cilindrico de 26.5 cm. de diámetro y 30 cm. de longitud. A la cual para proporcionar el gasto del fluido frio (aire), se le instalo un ventilador marca BREEZA de 22.5 cm. (9 pulgadas) de diámetro, accionado por un motor electrico de 2700 rpm. y un voltaje de (220/240) volts.

Esta seccion cuenta tambien con una con una compuerta giratoria para regular el flujo del aire.

SECCION B.

Esta seccion presenta una forma cónica de 77 cm. de longitud y en la cual se localizan dos orificios, los cuales son utilizados para el registro de la temperatura al inicio del proceso por medio de un termómetro.

SECCION C

A esta sección le llamaremos sección-trabajo ya que en ella se lleva a cabo la transferencia de calor. Presenta en la parte externa del equipo una forma rectangular de 20 cm. de ancho por 46 cm. de cada lado; en uno de los extremos de esta sección se localizan dos orificios en posición vertical.

El orificio de arriba corresponde a la alimentación del medio de calentamiento que es vapor saturado, el cual proviene de una caldera. Para llevar a cabo esta alimentación se conectó un tramo de tubería del cambiador a la línea principal de vapor, a este tramo de tubería también se le instaló un manómetro para medir la presión de vapor que entra al cambiador, la cual podemos controlar por medio de una válvula de globo (V2) localizada en este tramo.

La línea principal de vapor proveniente de la caldera baja hasta

el drenaje general del laboratorio, la cual pueda ser purgada por medio de una válvula de compuerta (VC) instalada en ella.

El orificio de abajo corresponde a la salida de condensados, por este orificio sale un tramo de tubería la cual tiene adaptada una trampa de vapor (T1) por donde salen los condensados.

En esta misma sección pero en la parte interna del equipo, se localiza un banco de tubos aletados con arreglo rectangular y colocados en una hilera. Este banco está compuesto por 10 tubos de acero y cada tubo tiene soldadas 38 aletas circulares, cuyas dimensiones son las siguientes:

Diámetro exterior del tubo (d_o):		1.29 cm.
Longitud del tubo (L_T):		31.00 cm.
Diámetro de las aletas (D_f):		4.55 cm.
Espesor de las aletas (e_f):		0.05 cm.

SECCION D.

Presenta una forma cúbica de 46 cm. por lado. En esta sección se localiza encima del equipo una balanza granataria (marca OHAUS) de la cual baja un gancho al interior del equipo donde se le colocan unas charolas, éstas charolas se introducen al equipo por medio de una puerta que se localiza en uno de los lados de esta sección.

Cabe mencionar que para esta práctica no se utilizó la balanza ni las charolas.

SECCION E.

Esta sección presenta una forma cónica de 49 cm. de longitud y en ella se localizan dos orificios, los cuales son utilizados para el registro de la temperatura final del proceso por medio de un termómetro.

SECCION F.

Esta sección la forman, la unión de dos ductos cilíndricos por medio de una brida, estos ductos juntos tienen una longitud de 80 cm. y un diámetro de 26.5 cm.

Al final de esta sección se localiza una placa de orificio con un diámetro de orificio de 14.8 cm., esta placa de orificio nos permite medir la caída de presión por medio de un micromanómetro el cual es conectado a unas tomas de presión localizadas en esta misma sección.

Por medio de esta placa de orificio se puede conocer el flujo del aire.

El cambiador se montó en una estructura metálica de fierro estructural en posición horizontal, de las siguientes dimensiones:

Ancho:	66 cm.
Largo:	1.83 m.
Altura:	93 cm.

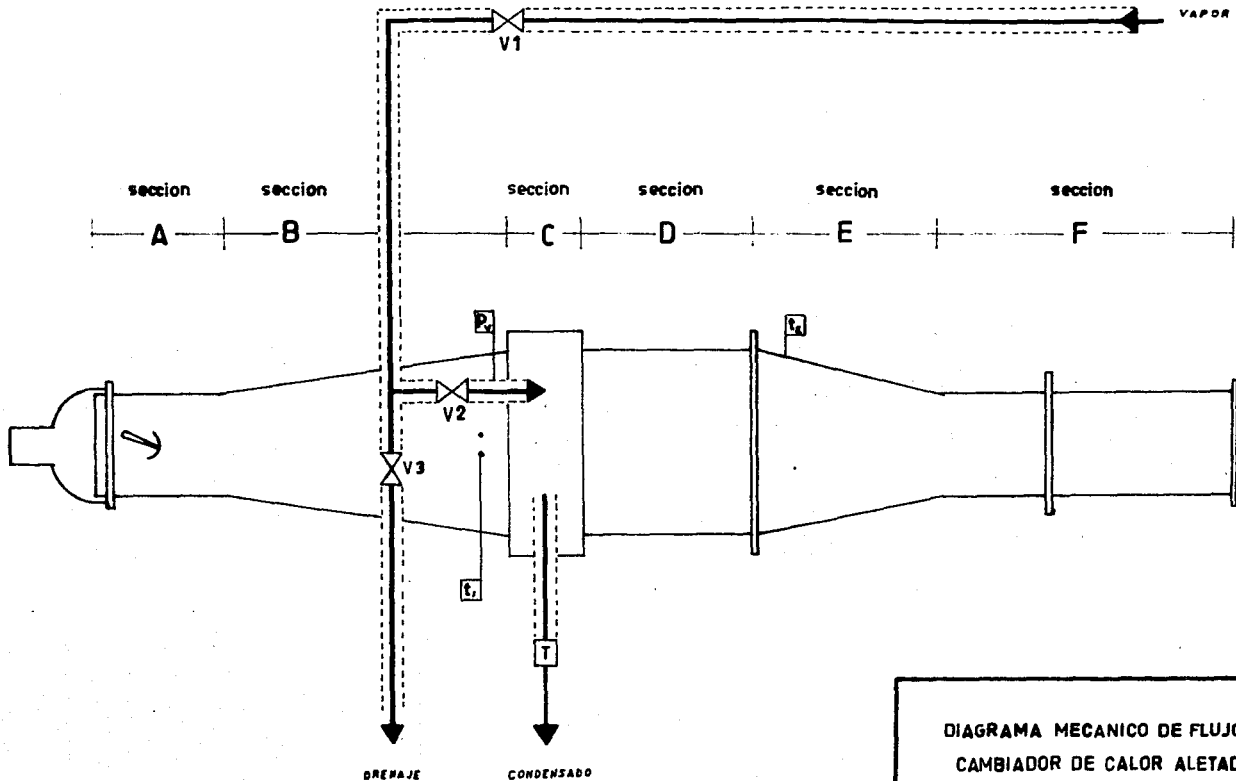
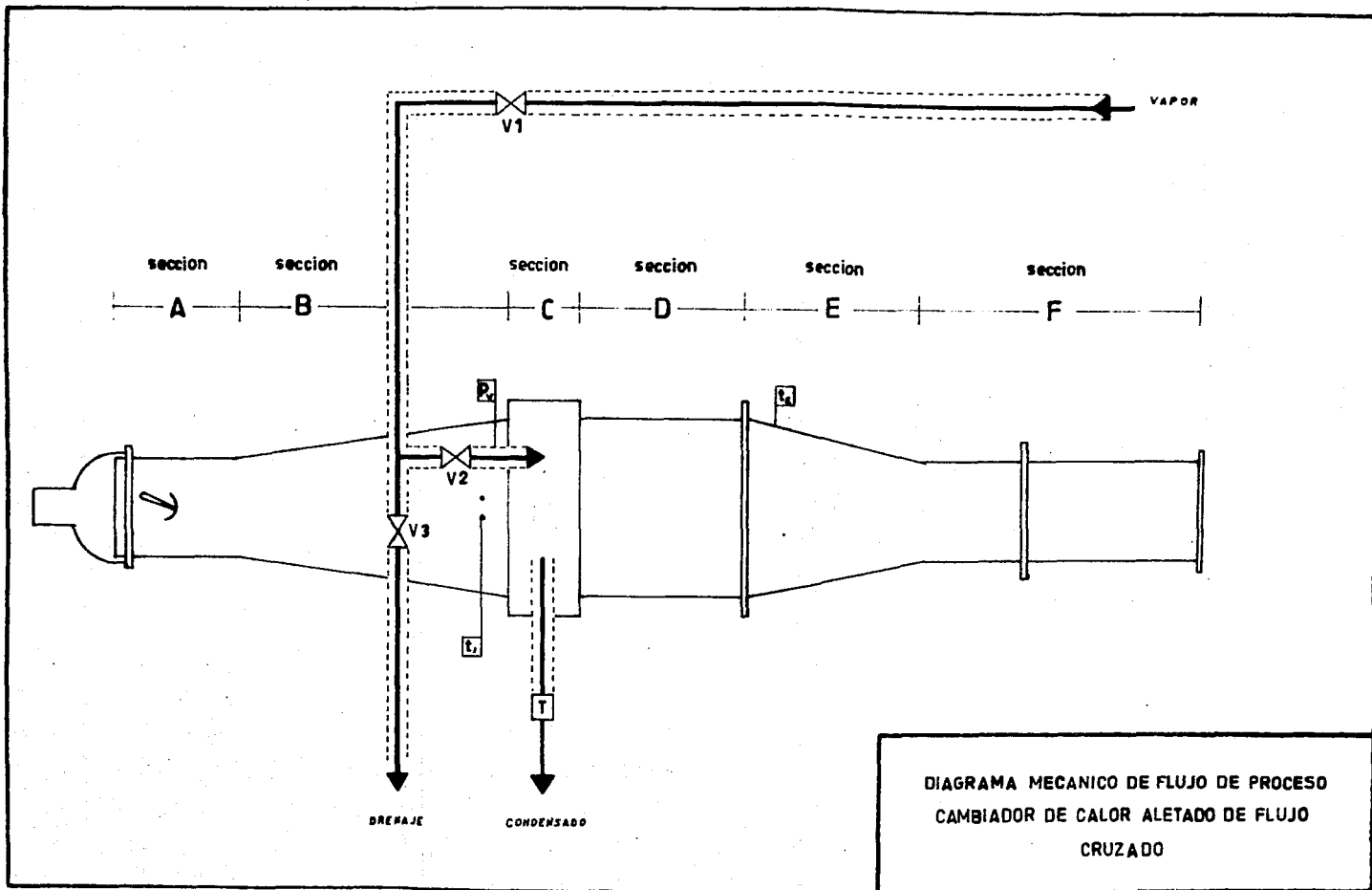
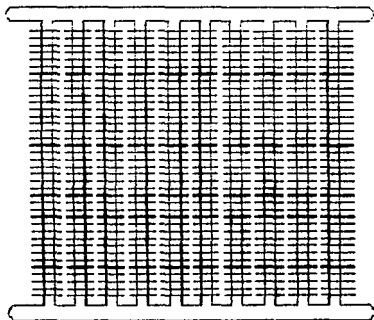


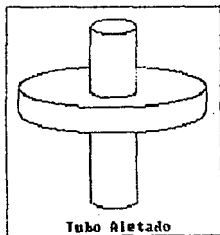
DIAGRAMA MECANICO DE FLUJO DE PROCESO
 CAMBIADOR DE CALOR ALETADO DE FLUJO
 CRUZADO



SECCION C
PARTE INTERNA DEL EQUIPO

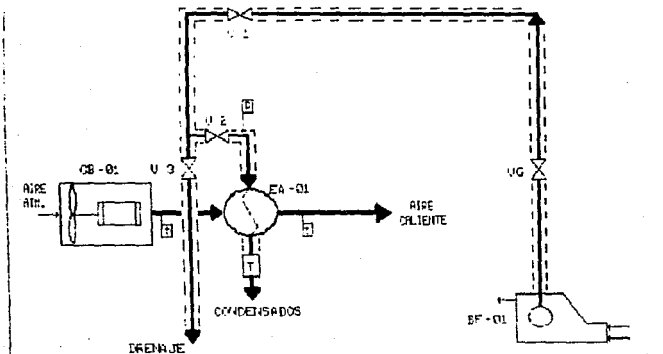


Arreglo de Tubos Aletados



Tubo Aletado

DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO DEL CAMBIADOR DE CALOR
ALETADO DE FLUJO CRUZADO



LISTA DE EQUIPO

Clave	Servicio
BF-01	CALDERA DE TUBOS DE HUMO
CB-01	VENTILADOR AXIAL
EA-01	CAMBIADOR DE CALOR ALETADO DE FLUJO CRUZADO

3.2 TECNICA DE OPERACION.

La técnica propuesta para la realización de esta práctica se describe basándose en la preparación, operación y paro del equipo:

- Colocar el indicador de flujo de aire localizado en la sección A. en la posición totalmente abierta, la cual permanece así durante todo el proceso.
- Colocar los termómetros en los orificios de las secciones B. y E. del cambiador.
- Colocar un micromanómetro a las tomas de presión que se encuentran en la sección F., donde se localiza la placa de orificio.
- Hacer funcionar el ventilador localizado en la sección A.
- Se enciende el micromanómetro y se lee la caída de presión para registrarla en el informe experimental.
- Apagar y desconectar el micromanómetro.
- Apagar el ventilador.
- Alinear el vapor proveniente de la caldera, abriendo la válvula (V1).
- Purgar la línea de vapor proveniente de la caldera abriendo la válvula (V3), para la eliminación del condensado.
- Alinear el vapor para alimentar el cambiador, abriendo la válvula (V2).
- Regular el flujo de vapor que entra al cambiador con la válvula (V2), este flujo lo podemos variar de 0.7 a 3.5 Kg/cm².

- Colocar una probeta en la salida de condensados donde se localiza la trampa de vapor (T1).
- Hacer funcionar el ventilador.
- Operar al menos 15 minutos para cada corrida.
- Registrar los datos obtenidos en la hoja del informe experimental.
- Una vez realizadas las corridas, se deja de alimentar vapor al cambiador cerrando la válvula (V2).
- Se cierra la válvula (V1) de la línea de vapor proveniente de la caldera.
- Purgar el tramo de línea de vapor por medio de la válvula (V3).
- Quitar los termómetros de las secciones B. y E. del cambiador.
- Quitar la probeta de la salida de condensados.
- Apagar el ventilador.
- El cambiador queda listo para volver a operarse.

3.3 EXPERIMENTACION.

El experimento realizado en el cambiador de calor consistió en hacer pasar aire frío por medio de un ventilador cuya corriente pasa perpendicular a un banco de tubos aletados en los cuales circula vapor de agua. Este sistema de trabajo (aire-vapor) se hizo considerando que el aire presenta un coeficiente bajo de transferencia de calor, lo que es ideal para manejarlo sobre el área aletada, además de su bajo costo y sin problemas de almacenamiento. Como medio de calentamiento se eligió vapor de agua proveniente de caldera, ya que posee un coeficiente alto para la transferencia de calor.

De acuerdo con la técnica de operación propuesta. Se eligió como factor controlante a la presión de vapor, manteniendo el flujo de aire constante.

Los datos necesarios para evaluar el Coeficiente Global de Transferencia de Calor, a partir de un balance de calor y por correlaciones son: temperatura de entrada y salida del aire, flujos de entrada de aire y de vapor como condensados, temperatura de condensados y presión de vapor de calentamiento. Así como las dimensiones del cambiador y del banco de tubos que se piden en la hoja del informe experimental.

El experimento se llevó a cabo siguiendo la técnica de operación antes descrita:

Primero se determinó la caída de presión de orificio por medio de un micromanómetro el cual se conectó a una toma de presión colocada en la sección F., cerca de la placa de orificio, la cual permite medir el flujo del aire.

Las temperaturas de entrada y salida del aire se determinaron por medio de un termómetro.

El flujo de condensado se determinó por medio de una probeta y un cronómetro, tomando volúmenes en un tiempo determinado.

La temperatura de condensados se determinó por medio de un termómetro.

La presión de vapor de calentamiento se registró por medio de un manómetro.

Los resultados obtenidos se registraron en la tabla A.

CORRIDA	G1	Pv	Fc	T1	T2	Caida Presión Orificio	Tc
No.	Kg/H	(Abs.) Kg/cm ²	L/H	Aire °C	Aire °C	mm H2O	°C
1	484.04	1.7803	6.0000	27.0	51.0	7.4	86
2	484.04	1.9209	6.2000	27.0	52.0	7.4	87
3	484.04	2.0615	6.5400	27.5	53.0	7.4	87
4	484.04	2.2021	7.7720	28.0	54.0	7.4	87
5	484.04	2.2724	8.3916	28.0	55.0	7.4	88
6	484.04	2.4130	8.5710	28.0	55.5	7.4	88
7	484.04	2.6239	8.7370	29.0	56.5	7.4	89
8	484.04	2.7645	9.1603	29.0	57.5	7.4	89
9	484.04	2.9051	9.4480	29.0	58.0	7.4	89
10	484.04	3.0457	9.6428	29.0	58.5	7.4	90
11	484.04	3.1863	9.8181	29.0	59.0	7.4	90
12	484.04	3.3269	9.8300	29.5	59.5	7.4	90
13	484.04	3.4675	9.8684	29.5	60.0	7.4	90
14	484.04	3.6081	9.9440	30.0	61.0	7.4	90
15	484.04	3.7487	10.0746	30.0	61.5	7.4	90
16	484.04	3.8893	10.1351	30.5	62.0	7.4	90
17	484.04	3.0299	10.5263	30.5	62.5	7.4	90
18	484.04	3.1705	10.5350	30.5	63.0	7.4	90
19	484.04	3.3111	10.5880	30.5	63.5	7.4	90

Nomenclatura:

G1 = Gasto del aire; Pv = Presión de vapor; Fc = Flujo del condensado; T1 = Temperatura de entrada del aire; T2 = Temperatura de salida del aire; Tc = Temperatura del condensado.

Resultados obtenidos variando la presión de alimentación de vapor y manteniendo constante el flujo de aire

TABLA A

CAPITULO 4.

CALCULOS.

CALCULOS.

4.1 CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR EXPERIMENTAL (U_i _{exp.}).

CONDICIONES DE OPERACION.

DIMENSIONES DEL CAMBIADOR DE CALOR ALETADO CON FLUJO CRUZADO.

Nomenclatura:

$D_1 = 0.148 \text{ m.}$	$D_1 =$ Diámetro de la placa de orificio.
$D_2 = 0.265 \text{ m.}$	$D_2 =$ Diámetro del tubo del equipo.
$b = 0.42 \text{ m.}$	$b =$ Distancia que abarca a los tubos aletados.
$L_T = 0.31 \text{ m.}$	$L_T =$ Longitud del tubo aletado.
$L_{T_1} = 0.25 \text{ m.}$	$L_{T_1} =$ Longitud de paso del aire.
$n_f = 2$ aletas/cm.	$n_f =$ Núm. de alet. en 1 cm. de tubo.
$NAT = 38$ aletas/tubo.	$NAT =$ Núm. de aletas en 1 tubo.
$d_o = 0.0129 \text{ m.}$	$d_o =$ Diámetro ext. del tubo aletado.
$D_f = 0.0455 \text{ m.}$	$D_f =$ Diámetro de la aleta.
$e_f = 0.0005 \text{ m.}$	$e_f =$ Espesor de la aleta.
$N_t = 10$ tubos.	$N_t =$ Número de tubos aletados.

DATOS EXPERIMENTALES

Los datos elegidos para ilustrar los cálculos fueron los de la corrida # 6, debido a que con éstos datos los Coeficientes Globales de Transferencia de Calor (Experimental y Teórico) presentan un mínimo de desviación.

Nomenclatura:

$$Pv_{(man.)} = 23 \text{ lb/plg}^2$$

$$Pv_{(man.)} = 1.6169 \text{ Kg/cm}^2$$

$$Pv_{(abs.)} = 2.413 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\Delta P_o = 7.4 \text{ Kg/m}^2$$

$$t_1 = 28 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_2 = 55.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_c = 88 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$F_c = 8.571 \text{ L/h}$$

$$t_{(amb.)} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Pv_{(man.)} = \text{Presión de vapor manométrica.}$$

$$Pv_{(abs.)} = \text{Presión de vapor absoluta.}$$

$$\Delta P_o = \text{Caída de presión de la placa de orificio.}$$

$$t_1 = \text{Temperatura de entrada del aire.}$$

$$t_2 = \text{Temperatura de salida del aire.}$$

$$T_c = \text{Temp. del condensado.}$$

$$F_c = \text{Flujo del condensado.}$$

$$t_{(amb.)} = \text{Temperatura ambiente.}$$

Para el cálculo del Coeficiente Global de Transferencia de Calor Experimental, al que llamaremos ($U_{exp.}$), se tiene la siguiente secuencia de cálculo.

CALCULO PARA EL AIRE.

Balance de Materia.

$$G_1 = G_2 \dots\dots (1)$$

$$G_1 = C_a \rho$$

$$C_a = V_o A_o$$

$$V_o = C_o \sqrt{\frac{2g_c (\Delta P_o / \rho)}{1 - \beta^4}}$$

$$\beta = \frac{D_1}{D_2}$$

$$2g_c = 19.62 \text{ m/s}^2$$

$$\Delta P_o = 7.4 \text{ Kg/m}^2$$

$$\beta = \frac{0.148 \text{ m}}{0.265 \text{ m}}$$

$$\beta = 0.558$$

$$\beta^4 = 0.09728$$

Nomenclatura:

G_1 = Gasto del aire frío.

G_2 = Gasto del aire caliente.

C_a = Caudal del aire.

ρ = Densidad del aire.

V_o = Velocidad del aire.

A_o = Area de placa de orificio.

C_o = Coeficiente de descarga de orificio.

g_c = Constante de gravedad.

β = Razón del diámetro de la garganta al diámetro del tubo del equipo.

Con el valor de β se obtiene de gráficas el coeficiente (C_o), para este caso vale:

$$C_o = 0.645$$

$$1 - \beta^4 = 0.90271$$

$$\rho = \frac{P_{\text{atm.}} \cdot PM_{\text{aire.}}}{R \cdot t_{\text{(amb.)}}}$$

$$P_{\text{atm.}} = 0.77 \text{ atm.}$$

$$PM_{\text{aire.}} = 29 \text{ Kg/Kg mol.}$$

$$R = 0.082 \text{ m}^3 \text{ atm/Kg mol } ^\circ\text{K}$$

$$t_{\text{(amb.)}} = 25 \text{ } ^\circ\text{C} = 298.15 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$\rho = \frac{(0.77 \text{ atm.}) (29 \text{ Kg/Kg mol})}{(0.082 \text{ m}^3 \text{ atm/Kg mol } ^\circ\text{K}) (298.15 \text{ } ^\circ\text{K})} = 0.9133 \text{ Kg/m}^3$$

$$V_o = 0.645 \sqrt{\frac{(19.62 \text{ m/s}) (7.4 \text{ Kg/m}^2)}{(0.90271) (0.9133 \text{ Kg/m}^3)}} = 8.559 \text{ m/s}$$

Cálculo para el Caudal del aire (Ca).

$$C_a = V_o A_o$$

$$A_o = \frac{\pi (D_s)^2}{4}$$

$$A_o = \frac{(3.1416) (0.148 \text{ m})^2}{4} = 0.0172 \text{ m}^2$$

$$C_a = (8.559 \text{ m/s}) (0.0172 \text{ m}^2) = 0.14722 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$C_a = 529.99 \text{ m}^3/\text{h}$$

Cálculo para el Gasto del Aire (G_1).

$$G_1 = C_a \rho$$

$$G_1 = (529.99 \text{ m}^3/\text{h}) (0.9133 \text{ Kg/m}^3) = 484.047 \text{ Kg/h}$$

Cálculo del Gasto Másico del Condensado.

$$G_3 = L_4 \dots\dots\dots (2).$$

$$L_4 = F_c \rho_c$$

$$F_c = 8.571 \text{ L/h} = 0.008571 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\rho_c = 966.6 \text{ Kg/m}^3$$

$$L_4 = (0.008571 \text{ m}^3/\text{h}) (966.6 \text{ Kg/m}^3) = 8.2847 \text{ Kg/h}$$

BALANCE DE CALOR

Para este tipo de cambiadores el balance de calor está dado por la relación:

$$G_1 H_1 + G_3 H_3 = G_2 H_2 + L_4 H_4 + Q_p \dots\dots\dots (3).$$

Como:

$$G_1 = G_2$$

y

$$G_3 = L_4$$

Por lo tanto:

$$G_3 (H_3 - H_4) = G_1 (H_2 - H_1) + Q_p \dots\dots\dots (4).$$

Donde:

$$H_1 = C_{p1} \Delta t_1$$

$$H_2 = C_{p2} \Delta t_2$$

$$C_{p1} \text{ aire } 28^\circ\text{C} = 0.24 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}$$

$$C_{p2} \text{ aire } 55.5^\circ\text{C} = 0.24 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = 28^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = 55.5^\circ\text{C}$$

$$H_1 = (0.24 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}) (28^\circ\text{C}) = 6.72 \text{ Kcal/Kg}$$

$$H_2 = (0.24 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}) (55.5^\circ\text{C}) = 13.32 \text{ Kcal/Kg}$$

De tablas con la presión de vapor obtenemos:

Pv(ats.).	Tv	HL	Hv
2.413 Kg/cm ²	126.3 °C	126.4 Kcal/Kg	648.26 Kcal/Kg

$$H_3 = H_v (M_v) + H_L (M_L)$$

Donde:

$$M_v = 96\% \quad \text{y} \quad M_L = 4\%$$

$$H_3 = (648.26 \text{ Kcal/Kg} \times 0.96) + (126.4 \text{ Kcal/Kg} \times 0.04) =$$

$$H_3 = 627.385 \text{ Kcal/Kg}$$

Como:

$$H_4 = H_L$$

$$H_4 = 126.4 \text{ Kcal/Kg}$$

Cálculo de las Pérdidas de Calor (Q_p).

Despejando de la ecuación (4) a Q_p tenemos:

$$Q_p = G_2 (H_3 - H_4) - G_1 (H_2 - H_4)$$

Sustituyendo valores tenemos:

$$Q_p = 8.2847 \text{ Kg/h} (627.385 \text{ Kcal/Kg} - 126.4 \text{ Kcal/Kg}) - \\ 484.047 \text{ Kg/h} (13.32 \text{ Kcal/Kg} - 6.72 \text{ Kcal/Kg}) =$$

$$Q_p = 955.80 \text{ Kcal/h}$$

Cálculo del Calor Ganado por el Aire.

$$Q_{\text{aire}} = G_1 \text{ Cps } \Delta t_a$$

$$\Delta t_a = (55.5 \text{ }^\circ\text{C} - 28 \text{ }^\circ\text{C}) =$$

$$\Delta t_a = 27.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Cps}_{\text{aire}}^{27^\circ\text{C}} = 0.24 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{aire}} = 484.047 \text{ Kg/h} \times 0.24 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C} \times 27.5 \text{ }^\circ\text{C} =$$

$$Q_{\text{aire}} = 3194.71 \text{ Kcal/h}$$

Cálculo del Calor Cedido por el vapor.

$$Q_{\text{vapor}} = L_4 \Delta H$$

$$Q_{\text{vapor}} = L_4 (H_3 - H_4)$$

$$L_4 = 8.2847 \text{ Kg/h}$$

$$\Delta H = 627.385 \text{ Kcal/Kg} - 126.4 \text{ Kcal/Kg} = 500.985 \text{ Kcal/Kg}$$

$$Q_{\text{vapor}} = 8.2847 \text{ Kg/h} \times 500.985 \text{ Kcal/Kg} =$$

$$Q_{\text{vapor}} = 4150.510 \text{ Kcal/h}$$

CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL EXPERIMENTAL.

Para este tipo de cambiadores la ecuación que nos relaciona el coeficiente global de transferencia de calor experimental es:

$$Q = U_i A_i (\Delta T_{LM} F_T) \dots\dots\dots (5)$$

Nomenclatura:

Q = Calor intercambiado.

U_i = Coeficiente global interno de transmisión de calor.

A_{i_T} = Área interna de transferencia
de calor.

ΔT_{ML} = Variación de temperatura me-
dia logarítmica.

F_T = Factor de corrección por el
flujo en cruzado y el número
de pasos.

El factor (F_T) es una corrección por el flujo cruzado y el número de pasos , y se obtiene calculando primeramente los números adimensionales siguientes:

— Relación de Capacidad: $R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$

— Efectividad: $P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$

$T_1 = T_v = 126.3 \text{ } ^\circ\text{C}$

$t_1 = 28 \text{ } ^\circ\text{C}$

$T_2 = T_v = 126.3 \text{ } ^\circ\text{C}$

$t_2 = 55.5 \text{ } ^\circ\text{C}$

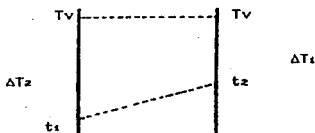
$$R = \frac{126.3 \text{ } ^\circ\text{C} - 126.3 \text{ } ^\circ\text{C}}{55.5 \text{ } ^\circ\text{C} - 28 \text{ } ^\circ\text{C}} = 0$$

$$S = \frac{55.5 \text{ } ^\circ\text{C} - 28 \text{ } ^\circ\text{C}}{126.3 \text{ } ^\circ\text{C} - 28 \text{ } ^\circ\text{C}} = 0.279$$

Como $R = 0$, no se puede hacer corrección por lo que $F_T = 1$.

Cálculo de la Diferencia Media Logarítmica de Temperatura
(ΔT_{ML}).

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln (\Delta T_2 / \Delta T_1)}$$



$$\Delta T_1 = T_v - t_2$$

$$\Delta T_2 = T_v - t_1$$

$$\Delta T_1 = 126.3 \text{ } ^\circ\text{C} - 55.5 \text{ } ^\circ\text{C} = 70.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 126.3 \text{ } ^\circ\text{C} - 28 \text{ } ^\circ\text{C} = 98.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{ML} = \frac{98.3 \text{ } ^\circ\text{C} - 70.8 \text{ } ^\circ\text{C}}{\ln (98.3 \text{ } ^\circ\text{C} / 70.8 \text{ } ^\circ\text{C})} = 83.79 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo del Area Interna de Transferencia de Calor

$$(A_{i_T}).$$

Esta área se calcula de la siguiente manera:

$$A_{i_T} = A_{i_{T1}} + A_{i_{T2}}$$

El Area interna de los tubos aletados ($A_{i_{T1}}$) será:

$$A_{i_{T1}} = \pi d_i N_T L_T$$

Nomenclatura:

d_i = Diámetro interno del tubo aletado.

N_T = Número de tubos aletados.

L_T = Longitud del tubo aletado.

El diámetro interno del tubo aletado se localiza de tablas.

Tubo d_o , (plg.)	BWG	d_i (plg.)
1/2	16	0.402

$$d_i = 0.0102 \text{ m}$$

$$A_{i_{T1}} = 3.1416 \times 0.0102 \text{ m} \times 10 \times 0.31 \text{ m} = 0.09933 \text{ m}^2$$

El área interna de los tubos horizontales ($A_{i_{T2}}$) del banco de tubos aletados será:

$$A_{i_{T2}} = \pi d_i L_t$$

Nomenclatura:

d_i = Diámetro interno del tubo horizontal a los tubos aletados.
 L_t = Longitud del tubo horizontal a los tubos aletados.

Notas Los dos tubos horizontales a los que nos estamos refiriendo son tomados en cuenta ya que también están transfiriendo calor; para este caso tomamos a la mitad del área interna de cada tubo como área efectiva de transferencia, por tal razón en la ecuación se representa como si fuera un solo tubo.

El diámetro interno del tubo horizontal a los tubos aletados se obtiene de tablas.

Tubo d_o , (pulg.)	BWG	d_i (pulg.)
3.146	18	3.068

$d_i = 0.077923 \text{ m}$

$$A_{i_{T2}} = 3.1416 \times 0.077923 \text{ m} \times 0.455 \text{ m} = 0.1113853 \text{ m}^2$$

El área interna de transferencia de calor (A_{i_T}) será:

$$A_{i_T} = 0.09933 \text{ m}^2 + 0.1113853 \text{ m}^2 = 0.2107153 \text{ m}^2$$

Cálculo del Coeficiente Global Interno de Transferencia de

Calor Experimental

($U_{i \text{ exp.}}$).

$$U_{i \text{ exp.}} = \frac{Q_{\text{aire}}}{A_{i \text{ T}} (\Delta T_{\text{L}} F_T)}$$

$$U_{i \text{ exp.}} = \frac{3194.71 \text{ Kcal/h}}{0.2107153 \text{ m}^2 \times 83.79^\circ \text{C} \times 1} =$$

$$U_{i \text{ exp.}} = \frac{180.94 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ \text{C}}{\text{-----}}$$

4.2 CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

TEORICO ($U_{i_{teo.}}$).

La ecuación que nos relaciona el coeficiente global teórico para este caso está dada por:

$$U_{i_{teo.}} = \frac{1}{\frac{1}{hf'i} + \frac{1}{h'i}} \dots\dots\dots (6).$$

Nomenclatura:

$hf'i$ = Coeficiente de transferencia de calor con ensuciamiento por el lado (frío externo) del aire, referido a valores basados en el área interna del tubo.

$h'i$ = Coeficiente de transferencia de calor con ensuciamiento por el lado interno del tubo (vapor).

El Valor del Coeficiente ($h'f_i$) se obtiene a partir del Coeficiente ($h'f$), obtenido por correlaciones, que es un valor promedio para las aletas y la superficie del tubo liso, usando la relación:

$$h'f_i = (\Omega A_f + A_o) \frac{h'f}{A_i}$$

Nomenclatura:

Ω = Eficiencia de las aletas.

A_f = Area de la superficie de la aleta.

A_o = Area externa del tubo aletado sin la aleta.

$h'f$ = Coeficiente de transferencia de calor con ensuciamiento por el lado de las aletas.

A_i = Area interna del tubo aletado.

Es necesario definir como posterior ayuda, los siguientes parámetros:

El Area de la Superficie de la Aleta (A_f) se calcula con la siguiente expresión:

$$A_f = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - d_o^2) 2 n_r 100, \text{ en cm}^2/\text{m lineal.}$$

$$A_f = \frac{\pi}{4} ((4.55 \text{ cm})^2 - (1.29 \text{ cm})^2) \times 2 \times 2 \frac{\text{aletas}}{\text{cm}} \times 100 \text{ cm/m lineal.}$$

$$A_f = 5981.1036 \text{ cm}^2/\text{m lineal.} = 0.59811036 \text{ m}^2/\text{m lineal.}$$

Nota : A esta área le aumentamos un 100% de su valor, debido a la forma irregular que presentan las aletas del equipo.

$$A_f = 0.59811036 \text{ m}^2/\text{m lin.} \times 2 = 1.19622 \text{ m}^2/\text{m lineal.}$$

$$A_f = 1.19622 \text{ m}^2/\text{m lineal.}$$

El Area Externa del Tubo Aletado (A_o) se obtiene de la siguiente expresión:

$$A_o = (100 \pi d_o) - (100 \pi d_o n_f e_f) , \text{ en cm}^2/\text{m lineal.}$$

$$A_o = (100 \text{ cm/m} \times 3.1416 \times 1.29 \text{ cm}) - (100 \text{ cm/m} \times 3.1416 \times 1.29 \text{ cm} \times 2 \frac{\text{aletas}}{\text{cm}} \times 0.05 \text{ cm}) = 364.7397 \text{ cm}^2/\text{m lin.}$$

$$A_o = 0.03647397 \text{ m}^2/\text{m lineal.}$$

El Area Interna del Tubo Aletado (A_i) se obtiene de la siguiente manera:

$$A_i = d_i \pi L_t , \text{ en cm}^2/\text{m lineal.}$$

$$A_i = 1.02 \text{ cm} \times 3.1416 \times 100 \text{ cm/m lineal.} = 320.4 \text{ cm}^2/\text{m lin.}$$

$$A_i = 0.0320 \text{ m}^2/\text{m lineal.}$$

El Coeficiente de Transferencia de Calor con Ensuciamiento por el lado de las Aletas ($h'f$) se obtiene de la siguiente expresión:

$$h'f = \frac{h_{do} \cdot hf}{h_{do} + hf}$$

Nomenclatura:

- h_{do} = Coeficiente de obstrucción referido al diámetro externo.
 hf = Coeficiente de calor de la aleta por el lado externo.
 R_{do} = Resistencia por ensuciamiento referido al diámetro externo.

El Coeficiente de Obstrucción referido al diámetro externo (h_{do}) se obtiene de:

$$h_{do} = \frac{1}{R_{do}}$$

La Resistencia Térmica de los Depósitos e Incrustaciones en los Tubos (R_{do}), se obtiene de tablas:

$$R_{do} = 3.07 \times 10^{-4} \frac{m^2 h \text{ } ^\circ C}{Kcal}, \text{ para el aire.}$$

$$h_{do} = \frac{1}{3.07 \times 10^{-4} \frac{m^2 h \text{ } ^\circ C}{Kcal}} = 3257.32 \text{ Kcal}/m^2 h \text{ } ^\circ C$$

El Coeficiente de Calor de la Aleta (h_f) se calcula con la siguiente relación:

$$h_f = J_f \frac{K_a}{D_e} \left[\frac{C_{pa} \mu_a}{K_a} \right]^{1/3}$$

Nomenclatura:

J_f = Factor de transferencia de calor.

K_a = Conductividad térmica del aire.

D_e = Diámetro equivalente.

μ_a = Viscosidad del aire.

C_{pa} = Calor específico del aire.

Donde el Factor de Transferencia de Calor (J_f) se lee de gráficas conociendo el Número de Reynolds (Re).

$$Re = \frac{D_e G_a}{\mu_a}$$

El Diámetro Equivalente (D_e) se obtiene de la siguiente relación:

$$D_e = \frac{2 (A_f + A_o)}{\pi \text{ (Perímetro proyectado)}}$$

El Perímetro Proyectado de las Aletas se obtiene de:

$$\text{Perímetro} = 2 \frac{D_f - d_o}{2} n_f + 2 \cdot 100 + 2 (100 d_o - n_f \text{ er } 100) ;$$

en cm/m lineal.

$$\text{Perimetro} = 2 \frac{4.55 \text{ cm} - 1.29 \text{ cm}}{2} + 2 \frac{\text{aletas}}{\text{cm}} + 2 \cdot 100 \text{ cm/m} + 2 ((100 \text{ cm/m} \cdot 1.29 \text{ cm}) - (2 \frac{\text{aletas}}{\text{cm}} \cdot 0.05 \text{ cm} \cdot 100 \text{ cm/m}))$$

$$\text{Perimetro} = 1542 \text{ cm/m lineal} = 15.42 \text{ m/m lineal}$$

Nota: Este perimetro también se ve afectado por la forma irregular de las aletas, y como al Área de la aleta lo aumentamos un 100 %, en proporción a esto el perimetro aumenta en un 41.41 % más de su valor.

$$\text{Perimetro} = 15.42 \text{ m/m lineal} \times 1.4141 = 21.8 \text{ m/m lineal}$$

$$\text{Perimetro proyectado} = 21.8 \text{ m/m lineal}$$

El Diámetro Equivalente (De) será:

$$De = \frac{2 (1.19622 \text{ m}^2/\text{m} + 0.03647397 \text{ m}^2/\text{m})}{\pi \cdot 21.8 \text{ m/m}} = 0.0359979 \text{ m}$$

$$De = 0.0359979 \text{ m}$$

La Velocidad Másica del Aire (Ga) se obtiene de la siguiente relación:

$$Ga = \frac{Ca \cdot \rho_a}{Aa}$$

El Area de paso del aire (A_a) se calcula con la siguiente relación:

$$A_a = (b \cdot L_{T_1}) - N_T (d_o \cdot L_T) - N_T (e^2 R_a^2 N_{AT}) ; \text{ en m}^2$$

Nomenclatura:

b = Distancia que abarca a todos los tubos aletados.

L_{T_1} = Longitud de paso del aire.

R_a = Radio de la aleta.

N_{AT} = Número de aletas en un tubo.

$$A_a = (0.42 \text{ m} \cdot 0.25 \text{ m}) - 10 (0.0129 \text{ m} \cdot 0.31 \text{ m}) - 10 (0.0005 \text{ m} \cdot 0.0163 \text{ m} \cdot 2 \cdot 38 \text{ aletas/tubo}) =$$

$$A_a = 0.058816 \text{ m}^2$$

La Velocidad Másica del Aire (G_a) será:

$$G_a = \frac{C_a \cdot \rho_a}{A_a}$$

Nota: La densidad del aire la tomamos a la temperatura calórica o de pared de los fluidos caliente y frío, la cual definimos como:

$$T_f = \frac{T_v + t_m}{2}$$

Nomenclatura:

T_v = Temperatura de vapor.

t_m = Temperatura media del aire

t_1, t_2 = Temperaturas de entrada y salida del aire respectivamente.

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

$$t_m = \frac{28 \text{ }^\circ\text{C} + 55.5 \text{ }^\circ\text{C}}{2} = 41.75 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_f = \frac{126.3 \text{ }^\circ\text{C} + 41.75 \text{ }^\circ\text{C}}{2} = 84.025 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\rho_{\text{aire}}^{84.025 \text{ }^\circ\text{C}} = 0.9884 \text{ Kg/m}^3$$

$$G_a = \frac{529.99 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 0.9884 \text{ Kg/m}^3}{0.058816 \text{ m}^2} = 8906.456 \text{ Kg/hm}^2$$

$$G_a = 8906.456 \text{ Kg/hm}^2$$

El Número de Reynolds (Re) será:

$$Re = \frac{D_e \cdot G_a}{\mu_a}$$

Nota: La viscosidad la tomamos a la temperatura (Tf).

$$\mu_{\text{aire}}^{84.025 \text{ }^\circ\text{C}} = 0.0754247 \text{ Kg/hm}$$

$$Re = \frac{0.0359979 \text{ m} \cdot 8906.456 \text{ Kg/hm}^2}{0.0754247 \text{ Kg/hm}} = 4250.7788$$

$$Re = 4250.7788$$

Con este valor de Reynolds (Re) y de la gráfica de la figura # 7 obtenemos el valor de Jf.

$$Jf = 38.$$

El Coeficiente de Calor de la Aleta (hf) será:

$$hf = Jf \left[\frac{K_a}{De} \right] \left[\frac{Cp_a \mu_a}{K_a} \right]^{1/3}$$

Esta relación se calcula a temperatura (Tr).

$$K_a^{\text{aire}} = 0.0260117 \text{ Kcal/hm}^{\circ}\text{C}$$

84.025 °C

$$Cp_a^{\text{aire}} = 0.25 \text{ Kcal/Kg}^{\circ}\text{C}$$

84.025 °C

$$hf = 38 \left[\frac{0.0260117}{0.0359979} \right] \left[\frac{0.25 \cdot 0.0754247}{0.0260117} \right]^{1/3} =$$

$$hf = 24.666 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$$

El Coeficiente de Transferencia de Calor con Ensuciamiento por el lado de las aletas (h'f) será:

$$h'f = \frac{hd_o \cdot hf}{hd_o + hf} = \frac{3257.32 \cdot 24.666}{3257.32 + 24.666} = 24.48 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$$

$$h'f = 24.48 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$$

El valor de la Eficiencia de la Aleta (η) se obtiene de la gráfica, de la figura # 6.

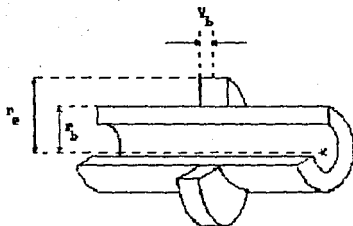
Para encontrar este valor en la gráfica es necesario conocer las siguientes relaciones:

$$\frac{D_f - d_o}{2} \sqrt{\frac{hf}{k_f Y_b}} = X$$

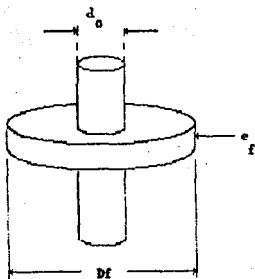
Nomenclatura:

K_f = Conductividad térmica de la aleta.

Y_b = Promedio del espesor de la aleta.



Corte de un tubo Aletado



Tubo Aletado

$$r_b = \frac{e_f}{2} = \frac{0.0005 \text{ m}}{2} = 2.5 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$r_e = \frac{D_f}{2} = \frac{0.0455 \text{ m}}{2} = 0.02275 \text{ m}$$

$$r_b = \frac{d_o}{2} = \frac{0.0129 \text{ m}}{2} = 6.45 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\frac{r_e}{r_b} = \frac{0.02275 \text{ m}}{0.00645 \text{ m}} = 3.5$$

La Conductividad térmica de la aleta se localiza de tablas en este caso el material es acero (1 % al carbon).

$$Kf = 38.66 \text{ Kcal/hm}^{\circ}\text{C}.$$

Sustituyendo valores en la ecuación anterior (X) tenemos:

$$\frac{0.0455 \text{ m} - 0.0129 \text{ m}}{2} \left[\frac{24.666 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}}{38.66 \text{ Kcal/hm}^{\circ}\text{C} \cdot 2.5 \times 10^{-4} \text{ m}} \right] = X$$

$$X = 0.8234$$

Con este valor de (X) y la relación (r_a/r_b) localizamos la eficiencia de la aleta (η).

$$\eta = 0.69$$

El valor del Coeficiente de Transferencia de Calor con ensuciamiento por el lado del Aire referido a valores basados en el área interna del tubo ($hf'i$) será:

$$hf'i = (\eta A_f + A_o) \frac{h'f}{A_i}$$

$$hf'i = ((0.69 \times 1.19622 \text{ m}^2) + (0.03647397 \text{ m}^2)) \frac{24.48 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}}{0.032 \text{ m}^2}$$

$$hf'i = 659.327 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$$

El Coeficiente de Transferencia de Calor con ensuciamiento por el lado Interno del tubo (vapor), ($h'i$) se calcula de la siguiente manera:

$$h'i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + R_{di}}$$

Nomenclatura:

h_i = Coeficiente de calor por el lado interno.

R_{di} = Resistencia por ensuciamiento referido al diámetro interno.

La Resistencia por ensuciamiento (R_{di}) se obtiene de tablas, para este caso es vapor de agua libre de aceites.

$$R_{di} = \frac{1}{h_{di}} = 6.14 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ h}^\circ\text{C/Kcal}$$

El Coeficiente de Calor por el lado Interno (h_i) se calcula con la siguiente expresión:

$$h_i = \frac{Nu \quad Kv}{d_i}$$

Nomenclatura:

Nu = Número de Nusselt.

Kv = Conductividad térmica del vapor.

d_i = Diámetro interno del tubo atorado.

El Número de Nusselt (Nu) se calcula con la siguiente relación:

$$Nu = 0.0054 (Pr_L)^{0.45} (Re_V)^{0.7} \left[\frac{\mu_V}{\mu_L} \right] \left[\frac{\rho_L}{\rho_V} \right]^{0.5}$$

Nomenclatura:

Pr = Número de Prandtl.

Re = Número de Reynolds.

μ_V , μ_L = Viscosidad del vapor y del líquido

ρ_V , ρ_L = Densidad del vapor y del líquido.

El Número de Reynolds (Re) se calcula de la siguiente forma:

$$Re = \frac{4 \cdot w_r}{\mu_V \cdot \pi \cdot d_i}$$

Donde:

$$w_r = L_4$$

$$w_r = 8.2847 \text{ Kg/h}$$

De tablas obtenemos la (μ) del vapor a temperatura de vapor:

$$\mu_{\text{vapor}}^{126.8^\circ \text{C}} = 0.05291517 \text{ Kg/hm}$$

$$Re_V = \frac{4 (8.2847 \text{ Kg/h})}{0.05291517 \text{ Kg/hm} \times 3.1416 \times 0.0102 \text{ m}} =$$

$$Re_V = 19543.669$$

El Número de Prandtl (Pr) se obtiene de la siguiente relación:

$$Pr_L = \frac{Cp_L \cdot \mu_L}{K_L}$$

Nomenclatura:

Cp_L = capacidad calorífica del líquido.

μ_L = viscosidad del líquido

K_L = conductividad térmica del líquido.

La Capacidad Calorífica del líquido (condensado) se obtiene de tablas a temperatura de condensado.

$$Cp_{\text{líquido}} = 1.004562d \text{ Kcal/Kg}^{\circ}\text{C}$$

La Viscosidad del líquido (condensado) se obtiene de tablas a la temperatura de condensado.

$$\mu_{\text{líquido}} = 1.1622585 \text{ Kg/hm}$$

La Conductividad Térmica del líquido (condensado) se obtiene en tablas a temperatura de condensado.

$$K_{\text{líquido}} = 0.57905 \text{ Kcal/hm}^{\circ}\text{C}$$

Sustituyendo valores en el número de Prandtl tenemos:

$$Pr_L = \frac{1.0045626 \text{ Kcal/Kg}^{\circ}\text{C} \times 1.1626585 \text{ Kg/hm}}{0.57905 \text{ Kcal/hm}^{\circ}\text{C}} =$$

$$Pr_L = 2.017$$

Sustituyendo los valores en el Número de Nusselt tenemos:

$$Nu = 0.0054 (2.017)^{0.68} (19543.669)^{0.9} \left[\frac{0.052915}{1.16265} \right] \left[\frac{966.6}{0.5558} \right]^{0.5}$$

$$Nu = 117.666$$

Sustituyendo en el Coeficiente de Calor por el lado interno (h_i) los valores anteriores tenemos:

$$h_i = \frac{Nu \cdot K_v}{d_i}$$

De tablas:

$$K_{\text{vapor}} = 0.0224848 \text{ Kcal/hm}^{\circ}\text{C}$$

$$h_i = \frac{117.666 \times 0.0224543 \text{ Kcal/hm}^\circ\text{C}}{0.0102 \text{ m}}$$

$$h_i = 259.03 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Sustituyendo valores en el Coeficiente de Calor con Ensuciamiento por el lado Interno del tubo (h'_i), tenemos:

$$h'_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + R_{di}}$$

$$h'_i = \frac{1}{\frac{1}{259.03 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}} + 6.14 \times 10^{-5} \text{ m}^2\text{h}^\circ\text{C/Kcal}}$$

$$h'_i = 254.97 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Cálculo del Coeficiente Global Interno de Transferencia de Calor Teórico.

($U_{i\text{teo.}}$):

$$U_{i\text{teo}} = \frac{1}{\frac{1}{h'f_i} + \frac{1}{h'_i}}$$

$$U_{i\text{teo}} = \frac{1}{\frac{1}{659.327 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}} + \frac{1}{254.97 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}}}$$

$$U_{i\text{teo}} = \frac{183.8 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}}{\text{-----}}$$

CORRIDA	G_1	P_v (abs.)	$U_{i \text{ exp.}}$	$U_{i \text{ teo.}}$
No.	Kg/h	Kg/cm ²	Kcal/m ² h·C	Kcal/m ² h·C
1	484.04	1.7803	175.6	138.2
2	484.04	1.9209	174.8	144.1
3	484.04	2.0615	177.3	150.0
4	484.04	2.2021	176.1	170.3
5	484.04	2.2724	183.4	179.5
6	484.04	2.413	180.9	183.8
7	484.04	2.6239	176.9	188.4
8	484.04	2.7645	181.9	194.8
9	484.04	2.9051	182.1	200.0
10	484.04	3.0457	183.3	203.7
11	484.04	3.1863	183.8	206.7
12	484.04	3.3269	181.2	208.2
13	484.04	3.4675	183.8	209.4
14	484.04	3.6081	183.3	211.9
15	484.04	3.7487	185.0	214.3
16	484.04	3.8893	184.0	215.8
17	484.04	4.0299	184.1	222.3
18	484.04	4.1705	185.8	223.1
19	484.04	4.3111	185.5	225.3

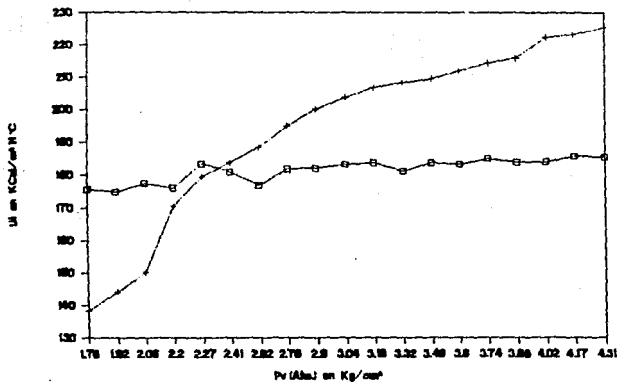
Coefficientes Globales de Transferencia de Calor (Experimentales y Teóricos), manteniendo constante el flujo de aire (G_1) y variando la presión de alimentación del vapor (P_v).

TABLA B

CORRIDA	$U_{i\text{exp.}}$	$U_{i\text{teo.}}$	% Desviación
No.	Kcal/m ² h°C	Kcal/m ² h°C	
1	175.6	138.2	- 26.9
2	174.8	144.1	- 21.5
3	177.3	150.0	- 18.1
4	176.1	170.3	- 3.3
5	183.4	179.5	- 2.1
6	180.9	183.8	1.5
7	176.9	188.4	6.1
8	181.9	194.8	6.6
9	182.1	200.0	8.9
10	183.3	203.7	10.0
11	183.8	206.7	11.0
12	181.2	208.2	12.9
13	183.8	209.4	12.2
14	183.3	211.9	13.4
15	185.0	214.3	13.6
16	184.0	215.8	14.7
17	184.1	222.3	17.1
18	185.8	223.1	16.7
19	185.5	225.3	17.6

Comparación de resultados obtenidos para el Coeficiente Global de Transferencia de Calor Experimental y Teórico.

TABLA C



□ Experimental.

+ Teórico.

Representación Gráfica de los Coeficientes Globales de Transferencia de Calor (Experimental y Teórico).

GRAFICA A

CORRIDA	G_1	P_v (abs.)	Q_a	Q_v	Q_p
No.	Kg/h	Kg/cm ²	Kcal/h	Kcal/h	Kcal/h
1	484.04	1.7803	2788.74	2950.62	161.88
2	484.04	1.9209	2904.94	3029.85	124.91
3	484.04	2.0615	2963.04	3194.9	231.86
4	484.04	2.2021	3021.14	3781.29	760.15
5	484.04	2.2724	3137.33	4077.98	940.65
6	484.04	2.413	3194.71	4142.18	947.47
7	484.04	2.6239	3195.43	4210.73	1015.3
8	484.04	2.7645	3311.63	4407.77	1096.14
9	484.04	2.9051	3369.73	4536.92	1167.19
10	484.04	3.0457	3427.83	4619.93	1192.1
11	484.04	3.1863	3485.93	4692.91	1206.98
12	484.04	3.3269	3485.93	4687.12	1201.19
13	484.04	3.4675	3544.03	4704.60	1160.57
14	484.04	3.6081	3602.13	4720.83	1118.7
15	484.04	3.7487	3660.22	4776.53	1116.31
16	484.04	3.8893	3660.22	4799.82	1139.6
17	484.04	4.0299	3718.32	4971.91	1253.59
18	484.04	4.1705	3776.42	4968.46	1192.04
19	484.04	4.3111	3834.52	4980.40	1145.88

Resultados obtenidos del Calor Ganado por el Aire (Q_a), del Calor Cedido por el Vapor (Q_v) y de las Pérdidas de Calor (Q_p). Manteniendo constante el Gasto del Aire (G_1) y variando la Presión de Alimentación del Vapor (P_v).

TABLA D

DISCUSION DE RESULTADOS.

En los resultados de la tabla E se puede observar que, para las primeras cinco corridas, el Coeficiente Global de Transferencia de Calor Experimental comienza siendo mayor que el Teórico; esto se debe a que, a bajas presiones de vapor es muy difícil mantener una presión constante; por lo tanto, los datos obtenidos en la experimentación a estas presiones las puede considerar en un rango fuera del teórico, tomándolas o no en cuenta para los fines deseados, en este caso la obtención del Coeficiente Global de Transferencia de Calor.

La tabla C muestra el % de desviación que tiene el Coeficiente Global Experimental con respecto al Teórico. En ella, se representaron las primeras cinco corridas con un % de desviación de signo negativo, debido a que en éstas, el Coeficiente Global Experimental resultó con un valor más alto que el Teórico.

En la gráfica A, se observa el comportamiento que va teniendo el Coeficiente Global Experimental y Teórico a diferentes presiones de vapor, manteniendo un flujo de aire constante. Esta gráfica nos

avuda a visualizar las presiones de vapor, las cuales podemos trabajar para un buen funcionamiento del cambiador de calor.

Por ultimo, la tabla D nos muestra los resultados del calor absorbido por el aire, del calor cedido por el vapor, asi como las pérdidas de calor obtenidas durante el experimento, las cuales observamos que se incrementan conforme la presión de vapor aumenta, esto me sugiere que aislando el equipo las pérdidas se minimizarían.

4.3 (ESTE PROGRAMA CALCULA EL COEFICIENTE GLOBAL EXPERIMENTAL Y TEORICO DE UN CAMBIADOR DE CALOR ALETADO DE FLUJO CRUZADO)

PROGRAM TRANSFER:

user:

crit:

(definimos las constantes del programa)

CONST

D1 = 0.148; (Diámetro orificio (M))
 D2 = 0.165; (Diámetro de tubo cambiador (M))
 gc = 9.81; (Constante de gravedad (M.S²))
 Lt = 0.31; (Longitud del tubo aletado (M))
 L_h = 0.425; (Long. del tubo horizontal a los tubos aletados (M))
 Nt = 10; (Número de tubos aletados)
 Co = 0.645; (Coeficiente de descarga de orificio)
 DO = 0.0129; (Diámetro exterior del tubo aletado (M))
 P = 0.77; (Presión atmosférica del lugar en Atm)
 P_{Maire} = 29; (Peso molecular del aire (g/kmol))
 R = 0.082; (Constante de los gases (MSAtm/Kgmol^oK))
 MV = 0.96; (Fracción de la masa del vapor)
 ML = 0.04; (Fracción de la masa del líquido)
 nat = 38; (Número de aletas en un tubo)
 nf = 2; (Número de aletas que hay en un centimetro del tubo)
 Df = 0.0455; (Diámetro exterior de la aleta (M))
 Kf = 38.66; (Conductividad térmica de la aleta (kcal/HrM²C))
 Dint1=0.0102; (Diámetro interno del tubo aletado (M))
 Dint2=0.077923; (Diámetro interno del tubo horizontal a los tubos aletados (M))
 ef = 0.0005; (Espesor de la aleta (M))
 hdo =3257.32; (Coef. de obstrucción ref. al diám. ext. (kcal/HrM²C))
 b = 0.42; (Distancia que abarca todos los tubos aletados (M))
 Ltl = 0.250; (Longitud de paso del aire (M))
 Ra = 0.0163; (Radio de la aleta (M))
 Yb = 2.5E-4; (Promedio del espesor de la aleta (M))
 r_e = 0.02275; (Radio del tubo con aleta (M))
 r_b = 6.45E-3; (Radio del tubo aletado (M))
 Rd_i = 6.14E-5; (Resistencia por ensuciamiento referido al diámetro interno (Kcal/HrM²C))

CPD,W,t1,G1,DC,L4,CP1,CP2,CP3,t2,HV,HL,H3,Op,Gv,Qa,TV,Ft,Fc,Ca:REAL;

Visc1, Cpf, DensVap, ViscTf,KAf,

ViscVap, Uiteo, kv, Cpl, ViscL, DensL, KL,Wf :REAL;

```

CFO = Caída de presión de orificio
W = Densidad del aire a temperatura de entrada del aire
t1 = Temperatura de entrada del aire
G1 = Gasto del aire
DC = Densidad del condensado
L4 = Gasto masico del condensado
CP1 = Capacidad calorifica del aire a temperatura de entrada
CP2 = Capacidad calorifica del aire a temperatura de salida
CP3 = Capacidad calorifica del aire a la diferencia de (t2 - t1)
t2 = Temperatura de salida del aire
HV = Entalpia del vapor
HL = Entalpia del liquido
H3 = Result. de la suma de las entalpias multiplicadas por su fracc.
Qp = Calor perdido
Qv = Calor cedido por el vapor
Qa = Calor ganado por el aire
TV = Temperatura del vapor
Ft = Factor de corrección para la (DTML)
Fc = Flujo del condensado
Visc1 = Viscosidad del aire a temp. de entrada
Cof = Capacidad calorifica del aire a temp. calorifica o de pared
DensVap = Densidad del vapor a temperatura de vapor
ViscTf = Viscosidad del aire a temperatura calorifica o de pared
KAt = Conductividad termica del aire a temp. calorifica o de pared
ViscVap = Viscosidad del vapor a temperatura del vapor
UiTeo = Coeficiente global de transferencia de calor teórico
Kv = Conductividad del vapor a temp. de vapor
CpL = Capacidad calorifica del liquido a temp. de condensado
ViscL = Viscosidad del liquido a temp. de condensado
DensL = Densidad del liquido a temp. del condensado
KL = Conductividad del liquido a temp. de condensado
Ca = Caudal del aire
Wf = Densidad del aire a Temp. calorifica o de pared
)

```

(debido a que este lenguaje no tiene una función para elevar cualquier número a una potencia, entonces utilizaremos esta rutina para hacerlo)

```

FUNCTION Potencia ( Num:REAL; Pot : INTEGER ) : REAL;
BEGIN
  IF Pot = 0 THEN
    Potencia := 1
  ELSE
    Potencia := Num.* Potencia(Num,Pot-1)
  END;
END;

```

PROCEDURE CalculoGastoDelAire (D1, D2, CPO, V, E1, Cst, REAL);

VAR

D1, D2, D3, D4, D5: REAL;

B := Fact del dia de la semana y la semana el diametro de la tubería

V := Velocidad del agua

W := Área de la placa de orificio

Cst := Coef. de escape

tamb := Temperatura ambiente

BEGIN

W := (Pi * (D1 + D2) * CPO) / 4; (COEFICIENTE GLOBAL EXPERIMENTAL ->);

D3 := D1 * D2;

D4 := D3 * B;

WriteLn (' Para el Calculo de Gasto de Aire tecleo los valores: ');

WriteLn (' ');

WriteLn (' Caida de Presion Critica (CPO en kg/M²): ');

readln (CPO);

WriteLn (' Temperatura de entrada del Aire (t1 en °C): ');

readln (t1);

WriteLn (' Temperatura ambiente del Aire (tamb en °C): ');

readln (tamb);

(Operaciones)

B := D1 * D2;

tamb := tamb + 273.15; (convertimos la temperatura a °K)

W := (Pi * Phaire) * (B * tamb);

tamb := tamb - 273.15; (vuelve a °C)

V := Cst * SQRT ((2 * g * CPO * W) / (1 - potencia(B, 4))); (en M/s)

Qo := Pi * potencia(D1, 2) * V; (en M³)

Qa := V * Qo; (M³/s)

Qs := Qa * 3600; (M³/hr)

Ql := Qs * W; (kg/hr)

WriteLn:

WriteLn (' El Gasto del Aire es: ', Ql, ' (kg/hr) ');

END;

```
PROCEDURE Cálculo Gasto Líquido (VAR Fc,WC,L4:REAL);
```

```
BEGIN;
```

```
WriteLn;  
WriteLn ('Para el Calculo del Gasto Líquido teclearas: ');  
WriteLn;  
Write ('Densidad del condensado a temp. del mismo (WC en Kg/M3):');  
readln (WC);  
Write ('Gasto del condensado (Fc en M3/Hr) : ');  
readln (Fc);
```

```
L4 := Fc*WC; (kg/Hr)
```

```
WriteLn;  
Write ('EL valor del gasto líquido (L4) es : ',L4, ' (Kg/Hr)');  
WriteLn;  
END;
```

```
PROCEDURE Balance De Calor (t1,L4,G1:REAL;  
VAR CP1,CP2,CP3,t2,HV,  
HL,H3,Qp,Qvapor,Qaire:REAL);
```

```
VAR  
H1,H2:REAL;
```

```
{H1 = Entalpia del aire a temperatura de entrada  
H2 = Entalpia del aire a temperatura de salida}
```

```
BEGIN
```

```
WriteLn;  
WriteLn ('Para el Balance de calor teclearás:');  
  
WriteLn;  
Write ('Capacidad calorifica del aire a la Temp. ');  
Write ('de entrada (CP1 en KCal/Kg°C) : ');  
Readln (CP1);  
Write ('Capacidad calorifica del aire a la ');  
Write ('Temp. de salida (CP2 en KCal/Kg°C) : ');  
Readln (CP2);  
Write ('Capacidad Calorifica a la diferencia ');  
Write ('de temperaturas (CP3 en KCal/Kg°C) : ');  
readln (CP3);  
Write ('Temperatura de salida del Aire (t2 en °C) : ');  
readln (t2);  
Write ('Entalpia del vapor (HV en Kcal/Kg) : ');  
readln (HV);  
Write ('Entalpia del líquido (HL en Kcal/Kg) : ');  
readln (HL); ( H4 = HL )
```

```
WriteLn:
(operaciones)
```

```
H1 := CP1 * t1 ;      (Kcal/Kg)
H2 := CP2 * t2 ;      (Kcal/Kg)
H3 := (HV*MV) + (HL*ML);      (Kcal/Kg)
Qp := (L4*(H3-HL)) - (G1*(H2-H1)) ; (Kcal/Eq)
```

```
WriteLn ( '          Qp      = ',Qp,' (Kcal/Kg)');
QAire := (G1*CP3*(t2-t1));
WriteLn ( '          Q aire = ',QAire,' (Kcal/Kg)');
QVapor:=(L4*(H3-HL));
WriteLn ( '          Q vapor = ',QVapor,' (Kcal/Kg)');
IF (QVapor <= QAire ) THEN
  WriteLn ('ERROR en datos ');
```

```
END;
```

```
PROCEDURE CoefGloExp (t1,t2,Qaire:REAL;VAR TV,Ft:REAL );
```

```
VAR
```

```
DT1,DT2,Ait,Ait1,Ait2,DTML,Uiexp:REAL;
```

```
(DT1 = Diferencia de la temperatura de vapor menos la temperatura
de salida del aire
DT2 = Diferencia de la temperatura de vapor menos la temperatura
de entrada del aire
Ait = Area interna de transferencia de calor
DTML = Variación de la temperatura media logarítmica
Uiexp = Coeficiente global de transferencia de calor experimental)
```

```
BEGIN
```

```
WriteLn:
Write ('Temperatura del Vapor (TV en °C) : ');
ReadLn (TV);
Write ('Factor de Correccion (Ft) : ');
ReadLn (Ft);
```

```
(operaciones)
```

```
DT1 := TV - t2;  (°C)
DT2 := TV - t1;  (°C)
```

```
DTML := (DT2-DT1)/(Ln(DT2/DT1)); (°C)
WriteLn:
WriteLn ('Valor del DTML = ',DTML,' (°C)');
```

```

Ait1:= (Dint1 * F1 + Lt + Ht);
Ait2:= (Dint2 * F1 + L2t);
Ait := Ait1 + Ait2;  (en M3)
WriteLn ' Area int. de transferencia de calor (Ait)=',Ait,' (M2)';

WriteLn;
Uieexp := Gaire * (F1+DTML*Ft);  (en kcal/HrM2°C)
WriteLn ' Coef. Global Exp. (Uieexp) =',Uieexp,' (kcal/HrM2°C)';

END;

```

(Función que definimos para poder elevar cualquier real a una potencia real)

```

FUNCTION pot (Num,Poten:REAL):REAL;

```

VAR

NumAux:REAL;

BEGIN

IF (Num > 0) THEN

 NumAux := EXP (poten*Ln(Num))

ELSE

 BEGIN

 Num := Num * (-1);

 NumAux := (-1)*EXP (poten* Ln (Num));

 END;

 pot := NumAux;

END;

(en este procedimiento pedimos los datos que necesitamos para el calculo del coef. global teorico)

```
PROCEDURE datos;
  TAF, Wf, Cpf, ViscTf, kAf, ViscVap,
  DensVap, kL, Cpl, ViscL, DensL, RL:REAL;

BEGIN
  WriteLn;
  WriteLn;
  WriteLn ('----- CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL TEORICO -----');

  WriteLn;
  WriteLn;
  WriteLn ('Saca el valor de la temperatura calorica o de pared');
  WriteLn (' de las flujos caliente y frio denominada como Tf: ');
  WriteLn (' Tf = (Tf+tm)/2 ; donde Tf= Temp. de Vapor (°C) ');
  WriteLn (' y tm = (t1+t2)/2 ');
  WriteLn (' con este valor de temperatura damos: ');
  WriteLn;
  Write (' La densidad del aire a Tf (Wf en Kg/M3): ');
  readln (Wf);
  WriteLn (' La Capacidad calorifica del aire a temperatura ');
  Write (' calorica o de pared (Cpf en kcal/Kg°C): ');
  readln (Cpf);
  Write (' Visc. del aire a Temp. calorica (ViscTf en Kg/HrM): ');
  readln (ViscTf);
  WriteLn (' Conduct. termica del aire a temp. calorica ');
  Write (' o de pared (kAf en kcal/HrM2 (C/M)): ');
  readln (kAf);
  Write (' Visc. del vapor a temp. del vapor (ViscVap en Kg/HrM): ');
  readln (ViscVap);

  Write (' Dens. de vapor a temp. de vapor (DensVap en Kg/M3): ');
  readln (DensVap);
  Write (' Conduct. del vapor a temp. de vapor (kV en Kcal/HrM°C): ');
  readln (kV);
  Write (' Cp del liq. a temp. de condensado (Cpl en kcal/Kg°C): ');
  readln (Cpl);
  Write (' Visc. del liquido a temp. de cond. (ViscL en Kg/HrM): ');
  readln (ViscL);
  Write (' Dens. del liquido a temp. de cond. (DensL en Kg/M3): ');
  readln (DensL);
  Write (' Conduct. del liq. a temp. de cond. (kL en Kcal/HrM°C): ');
  readln (kL);

END; (pide datos)
```

PROCEDURE CalcCoefGlobTeo (Wf, Cpf, ViscTf, RAf, ViscVap, Lf, DensVap, Kv, Cpl, ViscL, DensL, RL, Ca:REAL);

VAR

Aa, Gair, D_f, d_0, e_f, De, Re, Jt, hf, h_f, Ai, Ao, Af, X, Y, Ome, hf_i, PrL, ReVap, Nu, hi, h_i, e_f, PrM : REAL;

! Aa = Area de paso del aire
Gair = Velocidad asica del aire
D_f = Diametro exterior de la aleta (cm)
d_0 = Diametro exterior del tubo aletado (cm)
e_f = Espesor de la aleta (cm)
De = Diametro equivalente
Re = Número de Reynolds
Jf = Factor de transferencia de calor
hf = Coeficiente de calor de la aleta por el lado externo
h_f = Coeficiente de transferencia de calor con ensuciamiento
Ai = Area interna del tubo aletado
Ao = Area externa del tubo aletado
Af = Area de la superficie de la aleta
X = Ecuación para encontrar el valor de las abscisas en la gráfica de la eficiencia de la aleta
Y = Relación que nos indica la curva en la misma gráfica de la eficiencia de la aleta
Ome = Eficiencia de la aleta
hf_i = Coef. de transferencia de calor con ensuciamiento interno
PrL = Número de Prandtl para el liquido (condensado)
ReVap = Número de Reynolds para el vapor
Nu = Número de Nusselt
hi = Coeficiente de calor por el lado interno
h_i = Coeficiente de transferencia de calor con ensuciamiento del lado del vapor)

BEGIN (Cálculo del Coeficiente Global Teórico)

Aa := (b*Lt1) - Nt*(d0*Lt) - Nt*(ef*Ra*2*cat) ; (en M²)

Gair := (Ca * Wf) / Aa ; (Kg/HrM²)

D_f := Df * 100; d_0 := d0 * 100; e_f := ef * 100; (convertimos a cm)

Ao := (100*Pi*d_0) - (100*Pi*d_0*hf*ef) ; (en cm² / M lineal)

Ao := Ao/10000; (convertido a M²/M)

PROCEDURE Calcula Gasto Del Aire (VAR DFC,W,t1,G1,Ca:REAL);

VAR

B,V,Ao,tamb : REAL;

(B = Razon del diam. de la garganta al diametro de la tuberia

V = Velocidad del aire

Ao = Area de la placa de orificio

Ca = Caudal del aire

tamb = Temperatura ambiente)

BEGIN

WriteLn (--- CALCULO DE COEFICIENTE GLOBAL EXPERIMENTAL ---);

WriteLn;

WriteLn;

WriteLn (Para el Calculo de Gasto de Aire teclee los valores:);

WriteLn;

Write ('Caida de Presion Orificio (CPO en Kg/M²): ');

readln (CPO);

Write ('Temperatura de entrada del Aire (t1 en °C): ');

readln (t1);

Write ('Temperatura ambiente del Aire (tamb en °C): ');

readln (tamb);

(operaciones)

B := D1/D2;

tamb:= tamb + 273.15; (convertimos la temperatura a °K)

W := (P*PMaire)/(R*tamb);

tamb:= tamb - 273.15; (regresamos a °C)

V := Co * SQRT ((2*gc*CPO/W)/(1-potencia(B,4))); (en M/s)

Ao := (Pi*potencia(D1,2))/4; (en M²)

Ca := V*Ao; (M³/s)

Ca := Ca*3600; (M³/Hr)

G1 := Ca*W; (Kg/Hr)

WriteLn;

WriteLn ('El Gasto del Aire es: ',G1,' (Kg/Hr)');

END;

```

Af := (Pi/4) * (pot(D_f,2) - pot(d_0,2)) * (2*mf+100):(cm^2/K lineal)
Af := 2 * (Gf/0.0001) * (rho_m * (d_0^2 * Pi * M))
Peri:=2*((D_f-d_0)/2)*mf+2*100+2*(100*d_0)/(mf+100):(cm/k. lin.)
Peri := (Peri/100) * 1.4141: (dado en M/M lineal )
De := 2 * (Af + Ao) / (Pi * Peri): (dado en M-M lineal)
Re := De * Gair / ViscTf :
WriteIn:
WriteIn (' valor del Reynolds (Re) = ',Re):
WriteIn:
Write (' Dame el valor Jf basado en la grafica de Reynolds (x Jf):')
ReadIn (Jf):
hf :=Jf*(GfAf / De) * (pot((Cpf * ViscTf) / LAf ,1/3):(KCal/HrM^2*C)
h_f := (Hdo * hf) / (Hdo + hf): (KCal/HrM^2*C)
Ai := Dint1 * Pi ; (en M^2/M lineal)
X := ((Df - d0)/2) * SORT ( hf / (Kf*Yb) ) :
Y := r_e / r_b :
( con Y & X pedimos la omega de la grafica)
WriteIn:
WriteIn (' los valores X & Y para leer omega son : ',X:3,Y:3);
Write (' teclea el valor de omega de acuerdo a su grafica : ');
readIn (Ome):
hf_i := ( Ome * Af + Ao ) * (h_f/Ai); (KCal/HrM^2*C)
PrL := (CpL * ViscL) / KL:
ReVap := (4 * L0) / ( ViscVap * Pi * Dint1 ):
Nu := (0.0054 * pot ( PrL,0.65) * pot(ReVap,0.9)*(ViscVap/ViscL)*
pot ((DensL/DensVap) . 0.5 ));
hi := (Nu * Kv) / Dint1; (KCal/HrM^2*C)
h_i := 1 / ( (1/hi) + Rdi ): (KCal/HrM^2*C)

```

```

Uitec := (1 - (1/Re)) * (1/nl) : (KCa1/Hlm*C)
WriteLn (E) 'Coef. Global (Coef. Uitec) es: Uitec. (KCa1/Hlm*C) :
END: (termina el Calculo del coeficiente Global Teorico)

```

Con la siguiente función preguntamos al usuario si desea volver a ejecutar el programa:

```

FUNCIÓN Fin : BOOLEAN;
VAR
  Resp : CHAR;

BEGIN
  WriteLn;
  WriteLn '¿Desea efectuar otro calculo? (S/N) :';

  REPEAT
    Resp := UPCASE(ReadKey);
  UNTIL Resp IN ['S', 'N'];
  Fin := (Resp = 'N');
END;

```

```

BEGIN (inicia el programa principal);
REPEAT
  ClrScr; (borramos la pantalla)
  Calcula Gasto Del Aire (CPD, W, t1, G1, Ca);
  Calculo Gasto liquido (Fc, DC, L4);
  Balance De Calor (t1, L4, G1, CP1, CP2, CP3, t2, HV, HL, H3, Qp, Qv, Da);
  CoefGloExp (t1, t2, Da, TV, Fb);

  DatosTec (Wf, Cpf, ViscTf, kAt, ViscVap,
            DensVap, Kv, Col, ViscL, DensL, RL );

  CalcCoefDobleCo (Wf, Cpf, ViscTf, kAt, ViscVap,
                  L4, DensVap, Kv, Col, ViscL, DensL, RL, Ca );
UNTIL Fin
END. (termina el programa principal)

```

CAPITULO 5.

MANUAL DE LA PRACTICA PROPUESTA.

CAMBIADORES DE CALOR ALETADO EN FLUJO CRUZADO.

OBJETIVO:

- 1.- Familiarizar al alumno en el manejo del equipo de cambiador de calor aletado de flujo cruzado.
- 2.- El alumno realizará un balance de materia y energía del cambiador de calor aletado de flujo cruzado.
- 3.- El alumno evaluará la eficiencia de las aletas del cambiador de calor.
- 4.- Al término de la práctica el alumno podrá evaluar el coeficiente global experimental de un cambiador de calor aletado con flujo cruzado y compararlo con el teórico.

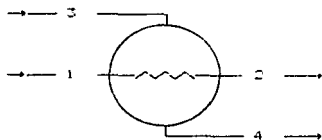
TEORIA BASICA

En los grandes procesos industriales, no es raro que sea necesario transferir cantidades relativamente grandes de energía térmica entre el sistema y el medio ambiente o entre distintas partes de un sistema dado.

Se llama intercambiador de calor, al dispositivo cuyo propósito principal es transferir el calor entre dos fluidos.

En muchas aplicaciones prácticas, sobre todo en el calentamiento o enfriamiento de gases, es más usual el arreglo de flujo cruzado en los cambiadores de calor. Este tipo de cambiadores suelen llamarse radiadores, soloaires, etc..

A continuación se muestra un diagrama típico de un cambiador de calor de flujo cruzado:



1. Aire frío (G_1)
2. Aire caliente (G_2)
3. Vapor de calentamiento (G_3)
4. Condensado (L_4)

El balance de masa se determina de la siguiente forma:

$$G_1 = G_2 \dots\dots\dots (1)$$

$$G_3 = L_4 \dots\dots\dots (2)$$

Donde el gasto del aire (G_1) está dado por el producto de la velocidad del aire (V_o), área de la placa de orificio (A_o), y densidad del aire (ρ).

$$G_1 = V_o A_o \rho \quad ; \text{Donde: } \rho = \frac{P \times P_{\text{Maire}}}{R \times t_{\text{atm}}}$$

La velocidad del aire se calcula con la siguiente ecuación:

$$V_o = C_o \sqrt{\frac{2g_c \times \Delta P_o / \rho}{(1-\beta^4)}}$$

Donde C_o = Coeficiente de descarga. Este coeficiente de descarga

para un tipo de orificio dado es una función del número de Reynolds (Re) y la razón del diámetro (β).

Este coeficiente de descarga se localiza por medio de la gráfica (1).

$$\beta = \frac{D_1}{D_2}$$

D_1 = Diámetro de la placa de orificio.

D_2 = Diámetro del tubo del equipo.

$$A_o = \frac{\pi (D_1)^2}{4}$$

En estos cambiadores el balance de calor está dado por:

$$G_1 H_1 + G_2 H_3 = G_2 H_2 + L_4 H_4 + Q_p \quad \dots\dots\dots (3)$$

Como: $G_1 = G_2$ y $G_2 = L_4$

Entonces:

$$G_2 (H_3 - H_4) = G_2 (H_2 - H_1) + Q_p \quad \dots\dots\dots (4)$$

Donde las entalpías se calculan conociendo su capacidad calorífica (C_p) y la variación de temperaturas para el lado del aire (ΔT).

$$H_1 = C_{p1} \Delta T_1 \quad ; \quad H_2 = C_{p2} \Delta T_2$$

Para calcular las entalpías por el lado del vapor tenemos que:

$$H_3 = H_v (M_v) + H_L (M_L) \quad ; \quad H_4 = H_L \text{ o se despeja.}$$

Se considera como (Mv) a la masa del vapor, tomándose como 96 % y

a la masa del liquido (ML) como 4 % (datos caracteristicos del vapor saturado). Los valores de (Hv) entalpia del vapor y (Hl) entalpia del liquido se conocen de tablas dependiendo de la presión de vapor manejada (Pv).

Como la temperatura del condensado en la salida es la misma que la del vapor, se considera que $H_4 = H_L$.

En estos cambiadores uno de los fluidos pasa en flujo perpendicular a un banco de tubos calentándose o enfriándose al cruzarlo. El otro fluido pasa por el interior de los tubos que forman el banco de tubos.

El número de tubos así como la profundidad del banco de tubos están en relación con la temperatura deseada de salida de las corrientes y con la cantidad de calor que se desea transferir.

Para este tipo de cambiadores la ecuación de diseño que nos sirve para evaluar el COEFICIENTE GLOBAL EXPERIMENTAL es:

$$Q = U_{i_{exp.}} A_{i_T} (\Delta TML F_T) \dots\dots\dots (5)$$

Donde $U_{i_{exp.}}$ = Coeficiente total de transferencia de calor experimental referido al área interna del tubo aletado.

Despejando tenemos que:

$$U_{i_{exp.}} = \frac{Q_{aire}}{A_{i_T} (\Delta TML F_T)}$$

El flujo de calor (Q) está dado por:

$$Q = G_1 \text{ Cp } \Delta T$$

G_1 = Gasto del aire.

C_p = Capacidad calorífica.

$$\Delta T = (t_2 - t_1).$$

t_1 = Temperatura de entrada del aire.

t_2 = Temperatura de salida del aire.

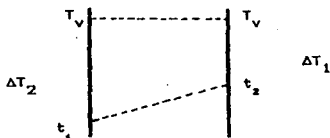
El área interna de transferencia de calor (A_{i_T}) será:

$$A_{i_T} = d_i \times \pi \times N_T \times L_T$$

Donde d_i = Diámetro interno del tubo aletado, N_T = Número de tubos aletados, L_T = Longitud del tubo aletado.

La variación de la temperatura media logarítmica se encuentra a partir de:

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln (\Delta T_2 / \Delta T_1)}$$



Donde T_v = Es la temperatura de saturación del vapor sacada en tablas a partir de la P_v experimental.

El factor F_T es una corrección para la ΔT_{ML} Por el flujo cruzado y el número de pasos, y se obtiene de gráficas.

Cuando el coeficiente del lado externo del tubo metálico es mucho menor que el interno, las superficies externas aletadas (también llamadas superficies extendidas) son de mucha utilidad para aumentar sustancialmente la cantidad de calor transferida por unidad de superficie.

Debido a la gran variedad de aletas, es conveniente convertir todo el coeficiente de película a valores en la superficie interna limpia del tubo, por lo que hay que convertir el coeficiente de película basado en el área externa (lado aletado) a un valor basado en el área interna.

La ecuación para calcular el COEFICIENTE GLOBAL TEORICO está dada por:

$$U_{l, \text{teo.}} = \frac{1}{\frac{1}{h'f'i} + \frac{1}{h'i}} \dots\dots\dots (6)$$

Donde $h'f'i$ = Es el coeficiente de transferencia de calor con ensuciamiento por el lado (frio externo) del aire referido a valores basados en el área interna del tubo, $h'i$ = Es el coeficiente de transferencia de calor con ensuciamiento por el lado interno del tubo (vapor).

El coeficiente efectivo externo basado en el área interna ($h'f'i$) se calcula de la siguiente forma:

$$h'f'i = (\Omega A_f + A_o) \frac{h'f}{A_i} \dots\dots\dots (7)$$

Donde Ω = Es la eficiencia de la aleta, A_f = Área de la superficie de la aleta, A_o = Área externa del tubo sin aleta, A_i = Área interna del tubo aletado, $h'f$ = Coeficiente de transferencia

de calor con ensuciamiento.

Se define a (Ω) como la relación del calor transmitido por ella y el que se transmitiría si la superficie total de las aletas, se mantuviese a la misma temperatura que la superficie primaria. La efectividad de las aletas, es función de su geometría (altura, espesor y forma), del material de las mismas (conductividad térmica) y del coeficiente de convección hacia el fluido que los envuelve.

Para determinar la eficiencia se utiliza la gráfica (2).

La ecuación que determina el área de la superficie de la aleta es:

$$A_f = \frac{\pi}{4} (D_f^2 - d_o^2) 2 \text{ nr } 100 = \text{cm}^2/\text{m lineal}$$

En donde D_f = Diámetro de la aleta, d_o = Diámetro exterior del tubo aletado, nr = Número de aletas que hay en 1 centímetro del tubo.

Para calcular el área interna del tubo aletado, es :

$$A_i = \pi \times d_i \times 100 = \text{cm}^2/\text{m lineal}$$

Donde d_i = Diámetro interno del tubo aletado.

La ecuación que utilizamos para calcular el área externa del tubo aletado, es:

$$A_o = (100 \times \pi \times d_o) - (100 \times \pi \times d_o \times \text{nr} \times \text{ef}) = \text{cm}^2/\text{m lineal}.$$

Donde e_f = Espesor de las aletas.

La ecuación que calcula el coeficiente de transferencia de calor con ensuciamiento, es:

$$h'f = \frac{hd_o \times hf}{hd_o + hf}$$

En donde hd_o = Coeficiente de obstrucción referido al diámetro externo, hf = Coeficiente del calor de la aleta por el lado externo o coeficiente de película.

Donde:

$$hd_o = \frac{1}{Rd_o}$$

Rd_o = Resistencia por ensuciamiento referido al diámetro externo (tabla 1).

Una de las formas para encontrar el coeficiente de película hf , es:

$$hf = J_f \frac{K_a}{De} \left(\frac{Cp_a \mu_a}{K_a} \right)^{1/3}$$

La ecuación anterior está referida a la temperatura calórica o de pared de los fluidos caliente y frío, la cual definimos como:

$$T_{\text{fluido}} = \frac{T_{\text{vapor}} + t_m}{2}$$

Donde:

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

Siendo K_a = Conductividad térmica del aire, Cp_a = Capacidad

calorífica del aire, μ_a = Viscosidad del aire, D_e = Diámetro equivalente, J_f = Factor de transferencia de calor.

En donde J_f se lee de la gráfica (3) en la cual es necesario, conocer el número de Reynolds:

$$Re = \frac{D_e G_a}{\mu_a} \quad ; \quad a \quad T_{\text{fluido}}$$

G_a = Velocidad másica del aire, μ_a = Viscosidad del aire.

El diámetro equivalente (D_e) se obtiene a partir de la siguiente relación:

$$D_e = \frac{2 (A_f + A_o)}{\pi \text{ Perímetro}}$$

$$\text{Perímetro} = 2 \frac{D_f - d_o}{2} n_f + 2 (100 d_o - n_f \text{ ef } 100) \text{ en cm/m.}$$

Y la velocidad másica del aire (G_a), se obtiene relacionando el caudal (C_a) y el área de paso del aire o área de flujo (A_a), por lo que:

$$G_a = \frac{C_a \rho_a}{A_a} \quad ; \quad \rho_a \text{ a } (T_{\text{fluido}}).$$

Siendo:

$$C_a = V_o A_o$$

Y donde:

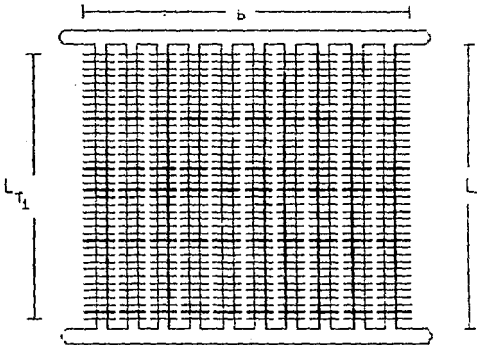
$$A_a = (b \times L_{T_1}) - N_T (d_o - L_T) - N_T (\text{ef} \times R_a \times 2 \times \pi R)$$

En esta relación, L_{T_1} = longitud de paso del aire, R_a = Radio

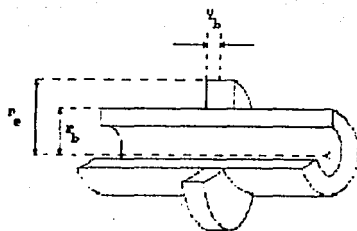
de la aleta, N_{at} = Número de aletas totales en un tubo.

b = Distancia que abarca todos los tubos aletados.

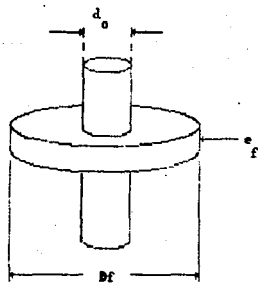
Si se observan los siguientes dibujos, se entenderá como tomar las medidas de los parámetros utilizados.



Arreglo de Tubos Aletados



Corte de un tubo alisado



Tubo Alisado

El coeficiente de transferencia de calor con ensuciamiento del lado del vapor, se evalúa con la siguiente ecuación:

$$h'i = \frac{1}{\frac{1}{hi} + Rdi} \dots\dots(8)$$

Donde:

$$Rdi = \frac{1}{hdi}$$

Siendo Rdi = Resistencia por ensuciamiento referido al diámetro interno, hdi = Coeficiente de obstrucción referido al diámetro interno (tabla 1).

Si conocemos la relación de Nusselt:

$$Nu = \frac{hi \cdot di}{K_v}$$

En donde hi = Coeficiente de calor por el lado interno, K_v = Conductividad térmica del vapor, Di = Diámetro interno del tubo aletado.

Despejando la ecuación anterior tenemos:

$$hi = \frac{Nu \cdot K_v}{di}$$

El número de Nusselt, se calcula con la relación del número de Prandtl y el número de Reynolds:

$$Nu = 0.0054 (Pr)_L^{0.5} (Re)_v^{0.8} \left(\frac{\mu_v}{\mu_L} \right) \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} \right)^{0.5}$$

Donde μ_v = Viscosidad del vapor, μ_L = Viscosidad del líquido (a temperatura de condensado), ρ_v = Densidad del vapor, ρ_L = Densidad

del líquido (a temp. de condensado).

El número de Prandtl se calcula de la siguiente relación:

$$Pr_L = \frac{Cp_L H_L}{K_L}$$

Siendo:

Cp_L = Capacidad calorífica del líquido (a temp. de condensado).

K_L = Conductividad térmica del líquido (a temp. de condensado).

El número de Reynolds, se calcula de la siguiente forma:

$$Re_v = \frac{4 wr}{\mu_v \pi Di} \quad ; \quad wr = L_s$$

Siendo wr = Gasto másico del condensado.

Con la información anterior concluimos el desarrollo matemático para obtener el Coeficiente Global Interno de Transferencia de Calor Experimental y Teórico.

DESCRIPCION DEL EQUIPO

El equipo que utilizaremos para la realización de esta práctica es el Secador de Charolas intermitente ARMFIELD (SPIRAL TUBE). Localizado en el laboratorio de Ingeniería Química de la facultad de Química de la UNAM.

El equipo está diseñado para estudiar el fenómeno de transferencia de calor, asociado con el paso del aire cuya corriente pasa perpendicular a un banco de tubos aletados (por los cuales circula vapor de agua).

Para su descripción se dividió en seis secciones:

SECCION A.

Esta consta de un ducto cilíndrico de 26.5 cm. de diámetro y 30 cm. de longitud. A la cual para proporcionar el gasto del fluido frío (aire), se le instaló un ventilador marca BREEZA de 22.5 cm. (9 pulgadas) de diámetro, accionado por un motor eléctrico de 2700 rpm. y un voltaje de (220/240) volts.

Esta sección cuenta también con una con una compuerta giratoria para regular el flujo del aire.

SECCION B.

Esta sección presenta una forma cónica de 77 cm. de longitud y en la cual se localizan dos orificios, los cuales son utilizados para el registro de la temperatura al inicio del proceso por medio de un termómetro.

SECCION C

A esta sección le llamaremos sección-trabajo ya que en ella se lleva a cabo la transferencia de calor. Presenta en la parte externa del equipo una forma rectangular de 20 cm. de ancho por 46 cm. de cada lado; en uno de los extremos de esta sección se localizan dos orificios en posición vertical.

El orificio de arriba corresponde a la alimentación del medio de calentamiento que es vapor saturado, el cual proviene de una caldera. Para llevar a cabo esta alimentación se conectó un tramo de tubería del cambiador a la línea principal de vapor, a este tramo de tubería también se le instaló un manómetro para medir la presión de vapor que entra al cambiador, la cual podemos controlar por medio de una válvula de globo (V2) localizada en este tramo.

La línea principal de vapor proveniente de la caldera baja hasta el drenaje general del laboratorio, la cual puede ser purgada por medio de una válvula de compuerta (V3) instalada en ella.

El orificio de abajo corresponde a la salida de condensados, por este orificio sale un tramo de tubería la cual tiene adaptada una trampa de vapor (T1) por donde saldrán los condensados.

En esta misma sección pero en la parte interna del equipo, se localiza un banco de tubos aletados con arreglo rectangular y colocados en una hilera. Este banco esta compuesto por 10 tubos de acero y cada tubo tiene soldadas 38 aletas circulares, cuyas dimensiones son las siguientes:

Diámetro exterior del tubo (d_o):		1.29 cm.
Longitud del tubo (L_T):		31.00 cm.
Diámetro de las aletas (D_r):		4.55 cm.
Espesor de las aletas (e_f):		0.05 cm.

SECCION D.

Presenta una forma cúbica de 46 cm. por lado. En esta sección se localiza encima del equipo una balanza granataria (marca OHAUS) de la cual baja un gancho al interior del equipo donde se le colocan unas charolas, éstas charolas se introducen al equipo por medio de una puerta que se localiza en uno de los lados de esta sección.

Cabe mencionar que para esta práctica no se utilizó la balanza ni las charolas.

SECCION E.

Esta sección presenta una forma cónica de 49 cm. de longitud y en ella se localizan dos orificios, los cuales son utilizados para el registro de la temperatura final del proceso por medio de un termómetro.

SECCION F.

Esta sección la forman, la unión de dos ductos cilíndricos por medio de una brida, estos ductos juntos tienen una longitud de 80 cm. y un diámetro de 26.5 cm.

Al final de esta sección se localiza una placa de orificio con un diámetro de orificio de 14.8 cm., esta placa de orificio nos permite medir la caída de presión por medio de un micromanómetro el cual es conectado a unas tomas de presión localizadas en esta misma sección.

Por medio de esta placa de orificio se puede conocer el flujo del aire.

El cambiador se montó en una estructura metálica de hierro estructural en posición horizontal, de las siguientes dimensiones:

Ancho:	66 cm.
Largo:	1.83 m.
Altura:	93 cm.

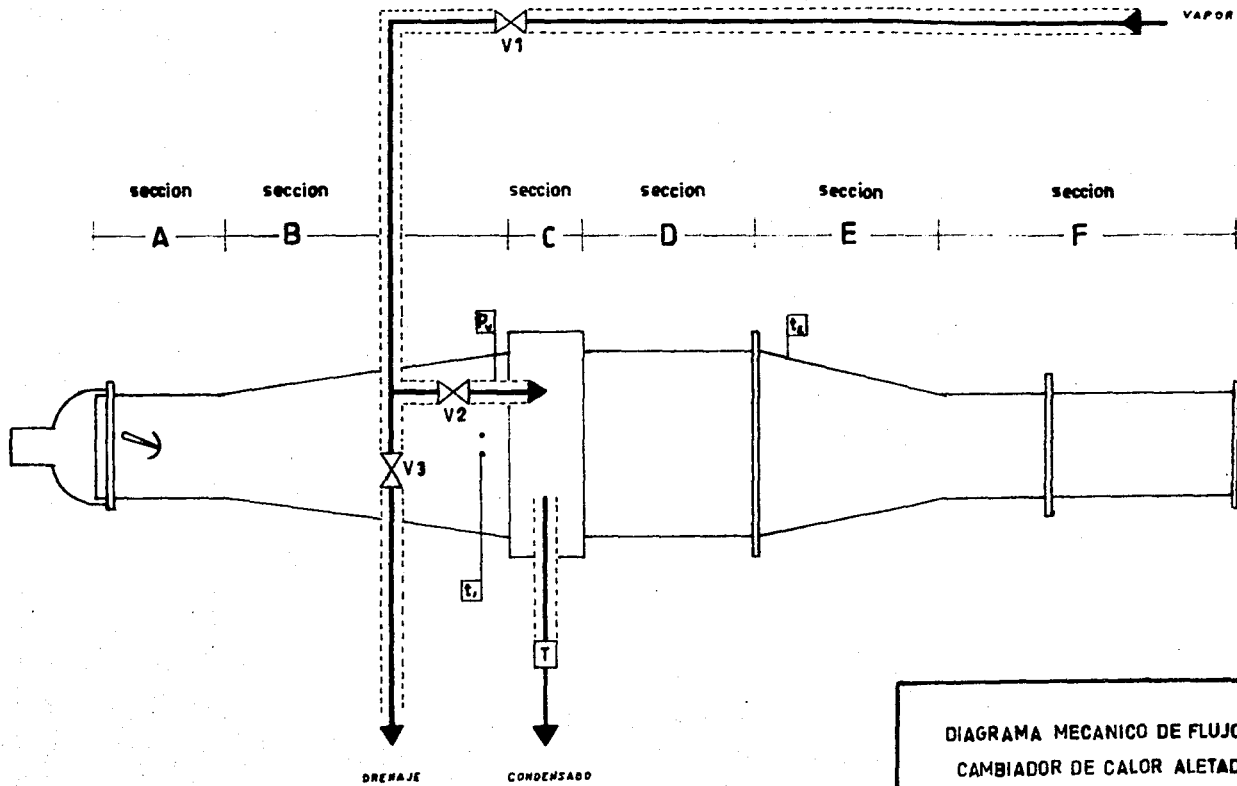
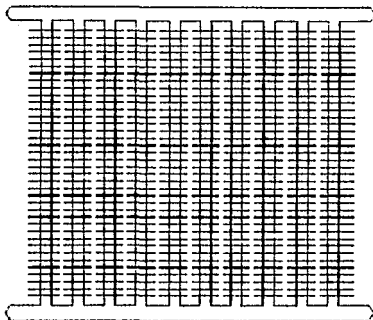
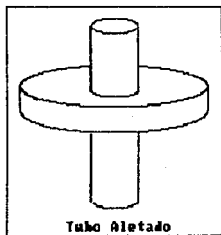


DIAGRAMA MECANICO DE FLUJO DE PROCESO
 CAMBIADOR DE CALOR ALETADO DE FLUJO
 CRUZADO

SECCION C
PARTE INTERNA DEL EQUIPO

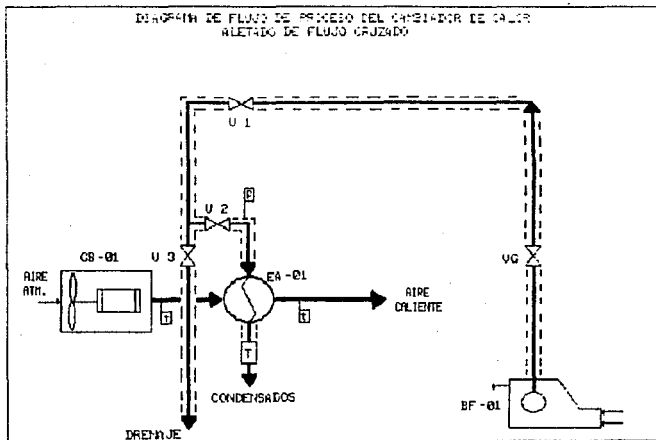


Ayregio de Tubos Aletados



Tubo Aletado

DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO DEL CAMBIADOR DE CALOR
ALETADO DE FLUJO CRUZADO



LISTA DE EQUIPO

Clave	Servicio
BF-01	CALDERA DE TUBOS DE HUMO
GB-01	VENTILADOR AXIAL
EA-01	CAMBIADOR DE CALOR ALETADO DE FLUJO CRUZADO

TECNICA DE OPERACION.

La técnica propuesta para la realización de esta práctica se describe basándose en la preparación, operación y paro del equipo:

- Colocar el indicador de flujo de aire localizado en la sección A. en la posición totalmente abierta, la cual permanece así durante todo el proceso.
- Colocar los termómetros en los orificios de las secciones B. y E. del cambiador.
- Colocar un micromanómetro a las tomas de presión que se encuentran en la sección F. donde se localiza la placa de orificio.
- Hacer funcionar el ventilador localizado en la sección A.
- Se enciende el micromanómetro y se lee la caída de presión para registrarla en el informe experimental.
- Apagar y desconectar el micromanómetro.
- Apagar el ventilador.
- Alinear el vapor proveniente de la caldera, abriendo la válvula (V1).
- Purgar la línea de vapor proveniente de la caldera abriendo la válvula (V3), para la eliminación del condensado.
- Alinear el vapor para alimentar el cambiador, abriendo la válvula (V2).
- Regular el flujo de vapor que entra al cambiador con la válvula (V2), este flujo lo podemos variar de 0.7 Kg/cm^2 a 3.5 Kg/cm^2 .

- Colocar una probeta en la salida de condensados donde se localiza la trampa de vapor (T1).
- Hacer funcionar el ventilador.
- Operar al menos 15 minutos para cada corrida.
- Registrar los datos obtenidos en la hoja del informe experimental.
- Una vez realizadas las corridas, se deja de alimentar vapor al cambiador cerrando la válvula (V2).
- Se cierra la válvula (V1) de la línea de vapor proveniente de la caldera.
- Purgar el tramo de la línea de vapor por medio de la válvula (V3).
- Quitar los termómetros y la probeta del cambiador.
- Apagar el ventilador.
- El cambiador queda listo para volver a operarse.

CONTENIDO DEL INFORME DE LA PRACTICA

- 1.- Objetivo de la práctica.
- 2.- Hoja de datos obtenidos.
- 3.- Balance de materia y energía para cuantificar las pérdidas de calor en el cambiador de calor aletado con flujo cruzado.
- 4.- Basándose en el balance de calor, evaluar el coeficiente global de transferencia de calor experimental referido al área interna del tubo aletado ($U_{i,exp.}$).
- 5.- Calcular el coeficiente global de transferencia de calor teórico ($U_{i,teo.}$) referido al área interna del tubo aletado a partir de los coeficientes individuales de película.
- 6.- Con los datos experimentales y las dimensiones de la aleta, calcular la eficiencia de la aleta.
- 7.- Comparar el coeficiente global de transferencia de calor experimental con el teórico y calcular el % de desviación.
- 8.- Conclusiones.
- 9.- Recomendaciones.
- 10.- Bibliografía.

CUESTIONARIO

- 1.- Defina que es un cambiador de calor.
- 2.- Indique la clasificación de los cambiadores de calor con base a la función que realizan.
- 3.- ¿Cuáles son los diferentes tipos de arreglos de tubos en un cambiador de calor?
- 4.- ¿Cuáles son las ventajas o desventajas de utilizar aletas en un cambiador de calor?
- 5.- Definir que es efectividad de las aletas y de que es función.
- 6.- ¿Que tipos de aletas conoce y en que equipos se utilizan?
- 7.- Con que fórmula se puede calcular el coeficiente global de transferencia de calor para cambiadores de calor aletados con flujo cruzado.
- 8.- De acuerdo a la fórmula de la pregunta anterior, haga un análisis dimensional y sustituya unidades.
- 9.- Haga un diagrama de flujo del proceso que se realiza en la práctica.

REGISTRO DE INFORME EXPERIMENTAL

CAMBIADORES DE CALOR ALETADO EN FLUJO CRUZADO

CORRIDA No.	A I R E			V A P O R		
	ΔP_o mm H ₂ O	T_e °C	T_s °C	$P_v(\text{man})$ lb/plg ²	T_c °C	F_c L/h

Especificaciones:

Diám. del ducto: _____

Tubo aletado 1/2 plg. Ø ext., 18 BWA.

Diám. de orificio: _____

Tubo horizontal a los tubos aletados

tiempo: = _____

3.000 plg. Ø int., 18 BWA.

N_r = _____

L_T = _____

L_{T_i} = _____

b = _____

L_{T_h} = _____

e_f = _____

D_f = _____

n_f = _____

NAT = _____

Observaciones:

Grupo: _____

Profesor: _____

Fecha: _____

Nomenclatura:

ΔP_o = Caída de presión de la placa de orificio.

T_e = Temperatura de entrada del aire (t_1).

T_s = Temperatura de salida del aire (t_2).

$P_{v(\text{man.})}$ = Presión de vapor manométrica.

T_c = Temperatura del condensado.

F_c = Flujo del condensado.

$t_{(\text{amb.})}$ = Temperatura ambiente.

N_T = Número de tubos aletados.

L_T = Longitud del tubo aletado.

L_{T_1} = Longitud de paso del aire.

b = Distancia que abarca a los tubos aletados.

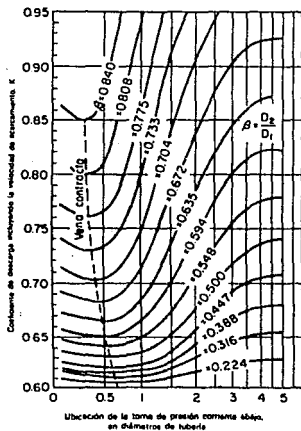
L_{T_h} = Longitud del tubo horizontal a los tubos aletados.

e_f = Espesor de la aleta.

D_f = Diámetro de la aleta.

n_f = Número de aletas en 1 cm. del tubo.

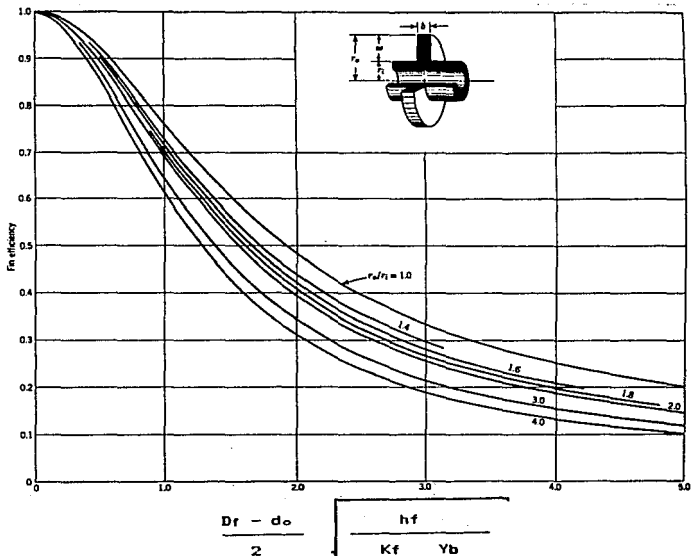
N_{AT} = Número de aletas en un tubo.



Gráfica 1.

Coeficiente de descarga para orificios circulares con N_{Re} mayores a 30000.

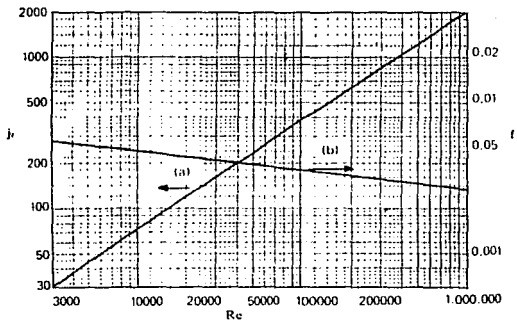
Fuente: (Spitzglass, Trans. Am. Soc. Mech. Engrs, 44, 919 (1922)).



Gráfica 2.

Determinación de la eficacia (η) en aleta anulares de espesor constante.

(Ref. K.A. Gardner, "Efficiency of Extended Surfaces," Trans. ASME, vol. 67, 1945, p. 621).



Gráfica 3.

Determinación del coeficiente de transferencia de calor (J_r) y
caída de presión de lado aire en aerorrefrigerantes.

a) Cálculo J_r . b) Cálculo f .

Fuente: D. Kern. Process Heat Transfer. Mc. Graw Hill. 1950.
pág.525. Figura 16.10.

BIBLIOGRAFIA

- Donald Q. Kern
Procesos de Transferencia de Calor.
Mc. Graw Hill. México, 1982.

- Mc Cabe & Smith
Operaciones Unitarias de Ingeniería Química.
Mc Graw Hill. México, 1980.

- John H. Perry
Manual del Ingeniero Químico
Mc Graw Hill. México, 1985.

- Antonio Valiente Barderas
Problemas de Transferencia de Calor
Limusa. México, 1988.

- J. Baquero F. & V. Llorente M.
Equipos para la Industria Química y Alimentaria
Alhambra. México, 1985.

CAPITULO 6.

RECOMENDACIONES Y CONCLUSIONES.

RECOMENDACIONES.

Para el funcionamiento correcto del cambiador de calor aletado con flujo cruzado se propone lo siguiente:

- 1.- Se recomienda operar el equipo a una temperatura ambiente no muy variada del día.
- 2.- El tiempo de operación inicial debe de ser mayor de 15 minutos para alcanzar el régimen permanente.
- 3.- Se recomienda trabajar a una presión de vapor absoluta entre 2.4 y 2.9 Kg/cm² (23 y 30 lb/plg² manométricas), ya que a estas presiones de vapor los coeficientes globales de transferencia de calor experimental y teórico presentan un mínimo de desviación.

Para un mejor registro de datos en el equipo se propone lo siguiente:

- 4.- Instalar un termómetro en la línea del vapor que alimenta al cambiador de calor, para obtener una temperatura de vapor más exacta.
- 5.- Instalar un tanque de condensados con nivel para determinar el flujo de condensado y un termómetro donde se pueda leer la temperatura del condensado con mayor precisión.
- 6.- Se recomienda aislar el equipo para reducir las pérdidas de calor.

Recomendaciones para los Cálculos.

Para el cálculo del Coeficiente Global Interno de Transferencia de Calor Experimental:

7.- Se recomienda tomar en cuenta el área de los dos tubos horizontales a los tubos aletados, debido a que también están transfiriendo calor. Para este caso, se tomó a la mitad del área interna de cada tubo como área efectiva de transferencia de calor.

Para el cálculo del Coeficiente Global interno de Transferencia de Calor Teórico:

8.- Al realizar el cálculo del coeficiente global interno de transferencia de calor teórico, se recomienda aumentar el área de las aletas (A_f). debido a la forma irregular que presentan las aletas del equipo. Para este caso se aumentó el área en un 100% de su valor.

9.- Se debe tomar en cuenta que, el perímetro de la aleta también se ve afectado al aumentar su área ; en este caso el perímetro aumentó el 41.41% de su valor, en proporción a que el área se aumentó al 100% .

CONCLUSIONES.

El objetivo propuesto al inicio de este trabajo, consistió en diseñar una práctica, que permitiera conocer el funcionamiento de un Cambiador de Calor Aletado de Flujo Cruzado; también se trabajó con este equipo para evaluar el Coeficiente Global de Transferencia de Calor a partir de datos experimentales, por medio de un balance de calor y por correlaciones obtenidas de la teoría para este tipo de cambiadores de calor. Esto se logró gracias a la técnica de operación propuesta para esta práctica, misma que se da a conocer en el capítulo dedicado al trabajo experimental, a partir de éste, se llegó a la siguiente conclusión: el alumno que realice esta práctica tendrá la oportunidad (gracias al diseño del equipo utilizado) de ver y medir físicamente las dimensiones, el arreglo y el comportamiento de las aletas en un cambiador de calor. Así mismo, tendrá un concepto más amplio sobre el mecanismo de transferencia de calor, permitiéndole dar una mejor interpretación en la práctica profesional.

La literatura consultada para este tipo de cambiadores de calor aire-vapor, reporta un Coeficiente Global de Transferencia de Calor de 25 a 250 $\text{Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$. Los coeficientes obtenidos en el cambiador de calor están dentro de este rango, lo cual me indica que el equipo utilizado está operando adecuadamente.

La eficiencia de aleta obtenida en el cambiador de calor fue de 0.69, la cual se considera aceptable ya que, es muy difícil tener un equipo trabajando con una eficiencia de 100% debido a que, con el paso del tiempo se deteriora.

El % de desviación máximo que dieron los Coeficientes Globales de Transferencia de Calor Experimental y Teórico fué de 17.6 % ; lo cual se lleva a concluir, que la correlación utilizada para el cálculo del Coeficiente Global Teórico fué la correcta.

En la gráfica A, se puede observar el comportamiento que presentó durante el experimento el Coeficiente Global de Transferencia de Calor Experimental con respecto al Teórico. A partir de ésta, se pueden seleccionar las condiciones de operación para un buen funcionamiento del cambiador de calor.

BIBLIOGRAFIA.

B I B L I O G R A F I A .

- 1.- Antonio Valiente Barderas.
Problemas de Transferencia de Calor.
Ed. Limusa. México, (1988).
- 2.- B.V. Karlekar, RM. Desmond.
Transferencia de Calor.
Interamericana. México, (1985).
- 3.- Chapman, Alan.
Heat Transfer.
Ed. Mac. Millan, (1960).
- 4.- Fraas and Ozisik.
Heat Exchanger Desing.
New York, J. Wiles, (1965).
- 5.- Frank Kreith.
Principios de Transferencia de Calor.
Ed. Herrero Hermanos, Sucesores (1978).
- 6.- G. G. Brown.
Operaciones Básicas de la Ingeniería Química.
Ed. Marín Barcelona, (1965).

- 7.- Holman, Jack Phillip.
Transferencia de Calor.
Ed. Continental, (1986).
- 8.- J. Baquero F. y V. Llorente M.
Equipos para la Industria Química y Alimentaria.
Ed. Alhambra. México, (1985).
- 9.- José A. Manrique, Ph. D.
Transferencia de Calor.
Ed. Haria, (1981).
- 10.- Kern, O. Donald, Kraus D. Allan.
Extended Surface Heat Transfer.
Ed. Mc. Graw Hill, (1972).
- 11.- Kern, Q. Donald, Kraus D. Allan. .
Procesos de Transferencia de Calor.
Ed. Continental, (1982).
- 12.- M. Necati Ozisik.
Transferencia de Calor.
Ed. Mc. Graw Hill, (1980).
- 13.- Mc Cabe & Smith.
Operaciones Unitarias de Ingeniería Química.
Ed. Mc. Graw Hill, (1980).

14.- Perry y Chilton.

Manual del Ingeniero Químico.

Ed. Mc. Graw Hill, (1982).

15.- Welty.

Transferencia de Calor Aplicada a la Ingeniería.

Ed. Limusa, (1981).

**ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA**

A P E N D I C E S.

APENDICE I

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho \text{ kg/m}^3$	c_p $\text{kJ/(kg}\cdot^\circ\text{C)}$	$k \cdot 10^2$ $\text{W/(m}\cdot^\circ\text{C)}$	$\alpha \cdot 10^6$, m^2/s	$\mu \cdot 10^6$, $\text{Pa}\cdot\text{s}$	$\nu \cdot 10^6$, m^2/s	Pr
-50	1.548	1.013	2.04	12.7	14.6	9.23	0.728
-40	1.515	1.013	2.12	13.8	15.2	10.04	0.728
-30	1.483	1.013	2.20	14.9	15.7	10.80	0.723
-20	1.393	1.009	2.28	16.2	16.2	12.79	0.716
-10	1.342	1.009	2.36	17.4	16.7	12.43	0.712
0	1.293	1.005	2.44	18.8	17.2	13.28	0.707
10	1.247	1.005	2.51	20.0	17.6	14.16	0.705
20	1.203	1.005	2.59	21.4	18.1	15.06	0.703
30	1.165	1.005	2.67	22.9	18.6	16.00	0.701
40	1.128	1.005	2.76	24.3	19.1	16.96	0.699
50	1.093	1.005	2.83	25.7	19.6	17.95	0.698
60	1.060	1.005	2.90	26.2	20.1	18.97	0.696
70	1.029	1.009	2.96	28.6	20.6	20.02	0.694
80	1.000	1.009	3.05	30.2	21.1	21.09	0.692
90	0.972	1.009	3.15	31.9	21.5	22.10	0.690
100	0.946	1.009	3.21	33.6	21.9	23.13	0.688
120	0.898	1.009	3.34	36.8	22.8	25.45	0.686
140	0.854	1.013	3.49	40.3	23.7	27.80	0.684
160	0.815	1.017	3.64	43.9	24.5	30.09	0.682
180	0.779	1.022	3.78	47.5	25.3	32.49	0.681
200	0.746	1.026	3.93	51.4	26.0	34.85	0.680
250	0.674	1.058	4.27	61.0	27.4	40.61	0.677
300	0.615	1.047	4.60	71.6	29.7	48.33	0.674
350	0.566	1.059	4.91	81.9	31.4	55.46	0.676
400	0.524	1.068	5.21	93.1	33.0	63.09	0.678
500	0.456	1.093	5.74	113.3	36.2	79.38	0.687
600	0.404	1.114	6.22	138.3	39.1	96.89	0.699
700	0.362	1.155	6.71	165.4	41.8	115.4	0.706
800	0.329	1.156	7.18	188.8	44.5	134.8	0.713
900	0.301	1.172	7.63	216.2	46.7	155.1	0.717
1000	0.277	1.185	8.07	245.0	49.0	177.1	0.719
1100	0.257	1.197	8.50	276.2	51.2	199.3	0.722
1200	0.239	1.210	9.15	316.5	53.5	233.7	0.724

Propiedades físicas del aire seco.

(De Heat & Mass Transfer por Eckert y Drake. Copyright 1959. por
Mc Graw Hill Book Company, Inc.).

APENDICE II

t, °C	$\rho \cdot 10^{-3}, \text{kg/m}^3$	$\rho_v, \text{kg/m}^3$	$L, \text{kJ/kg}$	$\frac{L}{t} \text{ (kg} \cdot \text{°C)}$	$\frac{A}{W} \text{ (m} \cdot \text{°C)}$	$\alpha \cdot 10^6, \text{m}^2/\text{s}$	$\mu \cdot 10^4, \text{Pa} \cdot \text{s}$	$\nu \cdot 10^6, \text{m}^2/\text{s}$	$\beta \cdot 10^4, \text{1/K}$	$\delta \cdot 10^4, \text{N/m}$	ρ_r
0	1.015	999.9	0	4.212	0.560	19.2	1788	1.789	-0.65	756.4	13.5
10	1.013	999.7	42.04	4.191	0.580	19.8	1706	1.706	+0.70	741.6	9.45
20	1.013	999.2	83.91	4.183	0.597	14.3	1606	1.606	1.82	726.9	7.05
30	1.013	998.7	125.7	4.174	0.612	14.7	1501	1.501	3.21	712.2	5.45
40	1.013	998.2	167.5	4.174	0.627	15.1	1453	1.453	4.69	697.5	4.54
50	1.013	998.1	209.3	4.174	0.640	15.5	1404	1.404	6.17	682.8	3.59
60	1.013	998.1	251.1	4.179	0.650	15.8	1369	1.369	7.65	668.2	3.05
70	1.013	977.8	293.0	4.187	0.662	16.1	1341	1.341	9.13	653.5	2.58
80	1.013	971.8	335.0	4.195	0.669	16.3	1311	1.311	10.61	638.9	2.23
90	1.019	965.3	377.0	4.208	0.676	16.5	1289	1.289	12.09	624.2	1.97
100	1.019	958.4	419.1	4.220	0.684	16.8	1275	1.275	13.57	609.5	1.70
110	1.43	931.0	461.4	4.233	0.685	17.0	1264	1.264	15.05	594.8	1.47
120	1.38	945.1	503.7	4.230	0.686	17.1	1254	1.254	16.53	579.9	1.35
130	2.70	934.8	546.4	4.246	0.686	17.2	1246	1.253	18.01	565.0	1.26
140	8.61	926.1	589.1	4.267	0.685	17.2	1241	1.257	19.49	550.1	1.17
150	4.78	917.0	631.8	4.315	0.684	17.3	1233	1.257	20.97	535.2	1.10
160	6.18	907.4	674.4	4.346	0.681	17.3	1226	1.257	22.45	520.3	1.03
170	7.92	897.3	719.5	4.380	0.678	17.2	1220	1.257	23.93	505.4	1.05
180	10.03	886.9	765.3	4.417	0.672	17.2	1215	1.257	25.41	490.5	1.03
190	12.53	876.0	807.8	4.459	0.664	17.2	1212	1.257	26.89	475.6	1.03
200	15.53	865.0	852.5	4.503	0.658	17.0	1210	1.257	28.37	460.7	0.992
210	19.08	852.8	897.7	4.553	0.649	16.7	1205	1.253	29.85	445.8	0.915
220	23.20	840.3	945.7	4.614	0.640	16.5	1204	1.248	31.33	430.9	0.838
230	27.94	827.5	990.2	4.681	0.629	16.3	1207	1.245	32.81	416.0	0.803
240	33.48	813.8	1037.5	4.76	0.617	16.0	1214	1.241	34.29	401.1	0.803
250	39.78	799.0	1083.7	4.87	0.605	15.5	1209	1.237	35.77	386.2	0.814
260	46.94	784.0	1133.7	4.98	0.593	15.2	1209	1.233	37.25	371.3	0.822
270	55.05	767.9	1185.3	5.13	0.579	14.7	1202	1.215	38.73	356.4	0.903
280	64.19	750.7	1236.8	5.30	0.565	14.3	121	1.201	40.21	341.5	0.917
290	74.45	732.3	1290.0	5.50	0.548	13.7	122	1.199	41.69	326.6	0.944
300	85.91	712.5	1344.9	5.74	0.532	13.0	122	1.199	43.17	311.7	0.986
310	98.70	691.1	1402.2	6.11	0.514	12.2	122	1.198	44.65	296.8	1.05
320	112.90	667.1	1461.5	6.57	0.494	11.3	122	1.198	46.13	281.9	1.14
330	128.63	641.2	1524.2	7.23	0.471	10.2	124	1.197	47.61	267.0	1.25
340	146.08	613.1	1590.8	8.20	0.446	8.99	127	1.197	49.09	252.1	1.42
350	165.27	574.6	1671.4	10.10	0.421	7.90	126	1.196	50.57	237.2	1.70
360	186.74	528.0	1765.3	14.83	0.367	6.2	127	1.196	52.05	222.3	2.00
370	210.89	466.3	1872.3	20.78	0.308	4.38	127	1.196	53.53	207.4	2.30

Propiedades físicas del agua en la línea de saturación.

(De Heat & Mass Transfer por Eckert y Drake. Copyright 1959. por Mc Graw Hill Book Company, Inc.).

APENDICE III

t °C	t °F	ρ Kg/m ³	$\frac{\mu}{10^{-1}}$ Kg/h-m	$\frac{k}{10^{-1}}$ Kcal/h-m°C	$\frac{c}{Kcal/Kg°C}$	N_{pr}
-73.3	-100	1,7665	47,89	15,57	0,2405	0,739
-62,2	-80	1,6735	50,14	16,38	0,2404	0,736
-51,1	-60	1,5897	52,34	17,19	0,2404	0,733
-40	-40	1,5139	54,50	17,98	0,2403	0,728
-28,9	-20	1,4450	56,62	18,77	0,2403	0,725
-17,8	0	1,3822	58,69	19,55	0,2403	0,722
- 6,7	20	1,3246	60,72	20,32	0,2403	0,718
4,4	40	1,2715	62,70	21,10	0,2404	0,714
15,6	60	1,2227	64,65	21,84	0,2404	0,712
26,7	80	1,1774	66,56	22,59	0,2405	0,709
37,8	100	1,1352	68,45	23,33	0,2406	0,706
48,9	120	1,0961	70,30	24,06	0,2407	0,703
60	140	1,0595	72,10	24,79	0,2409	0,700
71,1	160	1,0253	73,89	25,51	0,2411	0,698
82,2	180	0,9933	75,65	26,21	0,2413	0,696
93,3	200	0,9632	77,38	26,91	0,2415	0,694
104,4	220	0,9348	79,09	27,61	0,2418	0,693
115,6	240	0,9081	80,76	28,30	0,2421	0,691
126,7	260	0,8829	82,41	28,98	0,2424	0,689
137,8	280	0,8591	84,04	29,65	0,2427	0,688
148,9	300	0,8363	85,65	30,31	0,2431	0,687
160	320	0,8149	87,22	30,98	0,2435	0,686
171,1	340	0,7945	88,79	31,62	0,2439	0,685
182,2	360	0,7751	90,34	32,27	0,2443	0,684
193,3	380	0,7567	91,86	32,90	0,2447	0,683
204,4	400	0,7391	93,36	33,54	0,2452	0,682
215,6	420	0,7223	94,85	34,17	0,2457	0,682
226,7	440	0,7063	96,31	34,79	0,2462	0,681
237,8	460	0,6909	97,76	35,40	0,2467	0,681
248,9	480	0,6761	99,19	36,01	0,2472	0,680
260	500	0,6620	100,6	36,62	0,2478	0,680
271,1	520	0,6486	102	37,22	0,2483	0,680
282,2	540	0,6356	103,4	37,82	0,2489	0,680
293,3	560	0,6231	104,8	38,40	0,2495	0,681
304,4	580	0,6111	106,1	38,98	0,2501	0,681
315,6	600	0,5996	107,5	39,56	0,2507	0,681
326,7	620	0,5884	108,8	40,14	0,2513	0,681
337,8	640	0,5778	110,1	40,71	0,2519	0,681
348,9	660	0,5675	111,4	41,27	0,2525	0,681
360	680	0,5576	112,7	41,82	0,2531	0,682
371,1	700	0,5478	114	42,38	0,2538	0,683
382,2	720	0,5385	115,2	42,93	0,2544	0,683
393,3	740	0,5296	116,5	43,48	0,2550	0,683
404,4	760	0,5209	117,7	44,01	0,2557	0,684
415,6	780	0,5126	119	44,55	0,2563	0,684
426,7	800	0,5044	120,2	45,09	0,2570	0,685

Propiedades de aire seco a presión atmosférica.

Fuente: J Baquero F. y V. Llorente M. Equipos para la Industria Quimica y Alimentaria. Alhambra México 1985 pág. 324, tabla 5.5.

APENDICE IV

Temperatura de saturación °C t	Presión de saturación kg/cm ² p	Entalpia kcal/kg	
		Del líquido H _L	Del vapor H _v
0	0.006228	0	597.2
10	0.012513	10.04	601.6
20	0.02383	20.03	606.0
30	0.04325	30.00	610.4
40	0.07520	39.98	614.7
50	0.12578	49.95	619.0
60	0.2031	59.94	623.2
70	0.3177	69.93	627.5
80	0.4829	79.95	631.3
90	0.7149	89.98	635.1
100	1.05323	100.04	638.9
110	1.4609	110.12	642.5
120	2.0245	120.3	646.0
130	2.7544	130.4	649.3
140	3.685	140.6	652.5
150	4.854	150.9	655.5
160	6.302	161.3	658.3
170	8.076	171.7	660.9
180	10.225	182.2	663.2
190	12.800	192.8	665.3
200	15.857	203.5	667.0
210	19.456	214.3	668.3
220	23.659	225.5	669.3
230	28.531	236.4	669.7
240	34.140	247.7	669.6
250	40.56	259.2	669.0
260	47.87	271.0	667.8
270	56.14	283.0	665.9
280	65.46	295.3	663.3
290	75.92	308.0	660.2
300	87.61	321.0	656.1
310	100.64	334.6	650.8
320	115.13	349.0	644.2
330	151.18	364.2	636.0
340	148.96	380.7	625.6
350	168.63	398.9	611.9
360	190.42	420.9	592.8
370	214.68	452.3	559.3
374.1	225.4	502	502

Entalpias del vapor de agua saturado.

Fuente: Steam Tables de 1967, de la A.S.M.E. Derechos de autor reservados.

APENDICE V

$$R_D = \frac{1}{h_{do}} \frac{1}{h_{di}} \frac{m^2 h^\circ C}{kcal}$$

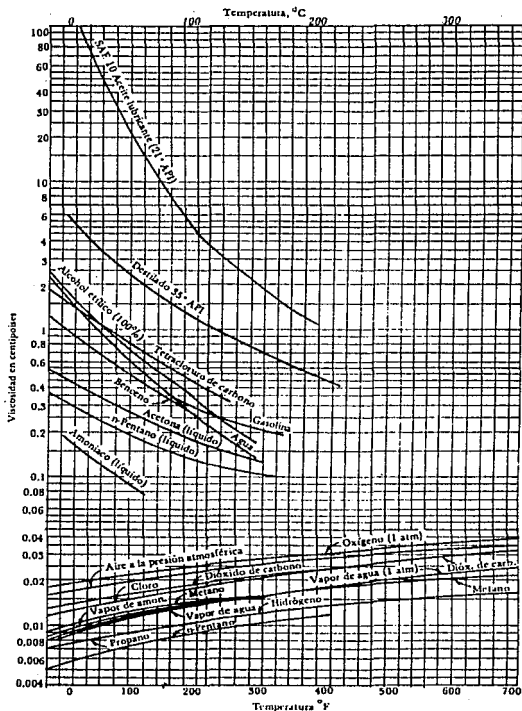
Agua (a 1 m/s y temperatura menores de 50°C).

Destilada	1,02 (10 ⁻⁶)
Mar	1,02 (10 ⁻³)
Agua de río clara	2,45 (10 ⁻⁶)
Agua de torre de enfriamiento sin tratar	6,76 (10 ⁻⁶)
Agua de torre de enfriamiento tratada	3 (10 ⁻⁶)
Agua tratada para calderas	3 (10 ⁻⁶)
Agua dura	6,76 (10 ⁻⁶)
Agua de río lodosa	6,14 (10 ⁻⁶)
<i>Vapor de agua</i>	
Libre de aceites	6,14 (10 ⁻⁵)
Proveniente de máquinas	2,04 (10 ⁻⁴)
<i>Líquidos</i>	
Dowtherm	1,43 (10 ⁻³)
Salmucras	3,07 (10 ⁻⁶)
Orgánicos	2,04 (10 ⁻⁶)
Aceites combustibles	12,29 (10 ⁻⁶)
Alquitranes	20,49 (10 ⁻⁶)
Dietanolamina y monoetanolamina	1,43 (10 ⁻³)
<i>Gases</i>	
Aire	3,07 a 6 (10 ⁻⁶)
Vapores de solventes	1,65 (10 ⁻⁶)
Vapores refrigerantes	3,5 (10 ⁻⁶)

Factor de ensuciamiento o resistencia térmica de los depósitos e incrustaciones en los tubos.

Fuente: Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2d ed., New York, 1949.

APENDICE VI



Viscosidad de diversos líquidos y gases en función de la temperatura, a la presión de 1 atm.

Fuente: G.G. Brown. Operaciones básicas de la Ingeniería Química. Ed. Marín. Barcelona. 1965, pág. 612.

APENDICE VII

Diámetro exterior del tubo en pulgadas	BWG	Espesor de la pared en pulgadas	Diámetro interno en pulgadas	Área de flujo en pulgadas ²	Área superficial en ft ²	
					Externa	Interna
1/2	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125
3/4	10	0.134	0.482	0.182	0.1965	0.1263
	11	0.120	0.510	0.204		0.1355
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623
	17	0.058	0.634	0.314		0.1650
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707
1	8	0.165	0.67	0.355	0.2618	0.1754
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916
	11	0.120	0.760	0.455		0.199
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121
	14	0.083	0.834	0.546		0.2185
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241
	16	0.065	0.87	0.594		0.2277
	17	0.058	0.884	0.613		0.2314
	18	0.049	0.902	0.639		0.2361
1 1/4	8	0.165	0.92	0.665	0.3271	0.2409
	9	0.148	0.959	0.714		0.2498
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572
	11	0.12	1.01	0.9		0.2644
	12	0.19	1.05	0.836		0.2701
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839
	15	0.072	1.11	0.96		0.2896
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932
	17	0.058	1.15	1.01		0.2969
	18	0.049	1.15	1.04		0.3015
1 1/2	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063
	9	0.148	1.2	1.14		0.3152
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225
	11	0.12	1.26	1.25		0.3299
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356
	13	0.095	1.31	1.35		0.343
	14	0.083	1.33	1.4		0.3492
	15	0.072	1.35	1.44		0.3555
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623
	18	0.049	1.4	1.54		0.3670

Datos sobre tubos para cambiadores de calor.

Fuente: Donald Q. Kern, Procesos de Transferencia de Calor, Ed. Continental, S.A. de C.V., México 1982, pág. 94B.

APENDICE VIII

$$k = \frac{\text{Aral}}{\text{h m}^2 \text{C}}$$

Sustancia	T °C	k
Acero al cromo	15	26.76
Acero al mangneso (10% Mn)	20	15
Acero al manganeso	15	14.87
Acero al silicio (5% Si)	20	16
Acero al silicio	15	16.557
Acero al tungsteno (10 W)	20	42
Acero al níquel	15	22.305
Acero al tungsteno	15	41.636
Acero de níquel cromo (18 N, 8 Cr)	300	22.3
Acero (1% carbón)	100	36.66
Acero inoxidable 304	100	13.97
Acero inoxidable 308	100	13.06
Acero inoxidable 316	100	13.97
Acero inoxidable	100	13.82
Aleación de níquel (70 N, 28 Cr, 2 Fe)	0	15.46
Aleación de níquel (62 N, 12 Cr, 26 Fe)	0	11.59
Aluminio	0	173.9
Alusil	15	138.29
Antimonio	0	15.76
Bismuto	5	5.79
Bronce	0	83.27
Bronce de aluminio	20	71
Cadmio	100	77.62
Cinc	0	96.63
Cobre	0	333
Constantan (60% Cu, 40% Ni)	20	19.5
Duraluminio (96-94 Al, 5-3 Cu)	0	141
Estantio	-	53.53
Hastelloy A	1:0	8.32
Hierro dulce	20	51
Hierro fundido	100	47.58
Hierro puro	20	62
Hidronalium	15	96.65
Inconel	5	8.92
Invar	15	9.21
Latón	100	89.39
Magnesio	0	136.8
Moilbdeno	20	5.33
Monel	5	13.38
Níquel	0	53.53
Oro	100	252
Plata	100	354
Plata alemana	100	21.4
Platino	100	62.30
Piomo	0	29.74
Sicromal 8	15	19.33
Sicromal 12	15	16.35
Silumín	15	141.26
Tántalo	17	47.58
Tungsteno	20	6.27
Uranio	15	25.37

Conductividad térmica de metales.

Fuente: L.S. Marks, "Mechanical Engineers Handbook", Mc.Graw-Hill Book Company, Inc., New York, 1941.

APENDICE IX

$$U = \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Condensadores		
Lado caliente	Lado frío	U
Vapor a presión	agua	1700 a 3600
Vapor a vacío	agua	1450 a 2900
Solventes orgánicos (presión atmosférica)	agua	500 a 1000
Solventes orgánicos (vacío)	salmuera	250 a 560
Solventes orgánicos con muchos incondensables a presión atmosférica	salmuera	100 a 400
Solventes orgánicos con muchos incondensables y a vacío	salmuera	50 a 250
Hidrocarburos de bajo punto de ebullición a presión atmosférica	agua	400 a 1000
Hidrocarburos de alto punto de ebullición a vacío	agua	50 a 150
Calentadores		
Lado caliente	Lado frío	U
Vapor	agua	1220 a 3660
Vapor	aceites ligeros	250 a 750
Vapor	aceites pesados	50 a 400
Vapor	solventes orgánicos	500 a 1000
Vapor	gases	25 a 250
Dowtherm	gases	20 a 200
Dowtherm	aceites pesados	40 a 300
Intercambiadores sin cambio de estado.		
Lado caliente	Lado frío	U
Agua	agua	750 a 145
Solventes orgánicos	agua	250 a 750
Gases	agua	15 a 250
Aceites ligeros	agua	500 a 780
Aceites pesados	agua	50 a 250
Solventes orgánicos	aceites ligeros	100 a 340
Agua	salmuera	500 a 1000
Solventes orgánicos	salmuera	150 a 440
Gases	salmuera	15 a 250
Solventes orgánicos	solventes orgánicos	100 a 300
Aceites pesados	aceites pesados	40 a 250

Coefficientes Globales aproximados de transferencia de calor.

$$U = \text{Kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

Fuente: Donald Q. Kern, Procesos de Transferencia de Calor. Ed. Continental, S.A. de C.V., México 1982, pág. 945.