



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE SAN LUIS POTOSÍ

FACULTAD DE CIENCIAS QUÍMICAS

**Diseño, Construcción y Arranque  
de  
Un intercambiador de doble tubo**

Tesis que para recibir el Título de  
**INGENIERO QUÍMICO**

Presentan:

María Concepción de León García  
Gilberto Rafael Gloria López

Asesorado Por  
I. Q. Ma. Guadalupe Ruiz Castillo

Agosto del 95



T

TJ263

L4

C.1



1080076934





UNIVERSIDAD AUTONOMA DE SAN LUIS POTOSI

FACULTAD DE CIENCIAS QUIMICAS

DISEÑO, CONSTRUCCION Y ARRANQUE  
DE  
UN INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO

TESIS QUE PARA RECIBIR EL TITULO DE  
INGENIERO QUIMICO

PRESENTAN

MARIA CONCEPCION DE LEON GARCES  
GILBERTO RAFAEL GLORIA LOPEZ

ASESORADO POR

I.Q. MARIA GUADALUPE RUIZ CASTILLO

AGOSTO DE 1995



T  
TJ263  
L4





## APROBACION DE TEMA DE TESIS

SRITA. MA. CONCEPCION DE LEON GARCES  
SR. GILBERTO RAFAEL GLORIA LOPEZ  
**PRESENTE:**

Por este conducto me permito informar a USTEDES que el H. Consejo Técnico Consultivo de esta Facultad de Ciencias Químicas, en sesión ordinaria de fecha 3 DE JULIO DE 1995, tuvo a bien aprobar el tema de su tesis profesional titulada: "DISEÑO, CONSTRUCCION DE UN INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO", mismo que será asesorado por la I.Q. MA. GUADALUPE RUIZ CASTILLO, para la presentación de su examen profesional de **INGENIERO QUÍMICO**.

Sin más por el momento queda de usted.

*Atentamente*  
  
  
**ING. ROGELIO A. COLUNGA REYNA**  
**SECRETARIO DE LA FACULTAD**  
FACULTAD DE  
CIENCIAS QUÍMICAS  
SECRETARIA

San Luis Potosí, S.L.P. a 20 de julio de 1995

DEDICO ESTA TESIS.

A MI QUERIDA MADRE:  
MARIA DEL CARMEN GARCES DE DE LEON.  
POR SU DEDICACION Y ESMERO EN MOSTRARME  
LA LUZ PARA INICIAR Y CONTINUAR EL CAMINO  
DE LA VIDA.

A MIS ADORADOS HERMANOS:  
CARMEN, HUMBERTO, RICARDO Y CHARITO.  
QUE ME DIERON SU APOYO Y COMPRESION  
EN LOS MOMENTOS DIFICILES DE MI  
CARRERA, LES AGRADEZCO HABERME ENSEÑADO  
A TRANSITAR LOS CAMINOS SIN TEMOR.

A MI AMADO ESPOSO:  
GILBERTO RAFAEL GLORIA LOPEZ.  
QUE CON SU AMOR Y PACIENCIA ME  
LLEVO A LA CULMINACION DE MI SUEÑO.

A MI ASESORA:  
I.Q. MA. GUADALUPE RUIZ CASTILLO.  
POR SU VALIOSA AYUDA EN EL  
DESARROLLO DE ESTE TRABAJO.

"LA VIDA ES UN TIEMPO EN EL ESPACIO CUYO CAMINAR ES UN INSTANTE  
SIEMPRE MURIENDO Y A SU VEZ EN CONSTANTE RENACER".

MARIA CONCEPCION DE LEON GARCES

DEDICO ESTA TESIS.

A MIS AMADOS PADRES:  
MA. DE LOS ANGELES LOPEZ DE GLORIA.  
GILBERTO GLORIA TORRES.  
QUE POR SU AMOR ME DIERON EL SER, Y A SU  
ESFUERZO CONSTANTE POR HACER DE MI UN HOMBRE.

A MIS QUERIDOS HERMANOS:  
JUANIS Y RUBEN.  
POR SER MIS COMPAÑEROS Y AMIGOS EN TODAS  
LAS SITUACIONES DE LA VIDA.

A MI AMADA ESPOSA:  
MA. CONCEPCION DE LEON GARCES.  
POR SU AMOR Y DULCE RESPALDO  
A MIS ANHELOS.

A MIS AMIGOS Y COMPAÑEROS:  
POR SU AMISTAD Y LOS RECUERDOS DE  
UNA EPOCA.

"EL TITULO DE HOMBRE LO DA LA VIDA HASTA QUE UNO MUERE Y SE LE  
RECUERDA COMO TAL".

GILBERTO RAFAEL GLORIA LOPEZ.

# I N D I C E

Pág.

RESUMEN-----	1
INTRODUCCION-----	2
OBJETIVO-----	3
I.- TEORIA GENERAL-----	4
1-1 Transferencia de calor-----	4
1-2 Mecanismos de la transferencia de calor-----	4
A) Conducción-----	4
B) Convección-----	5
B-1) Convección natural-----	6
B-2) Convección forzada-----	6
C) Radiación-----	7
C-1) Radiación de un cuerpo negro-----	7
II.- TEORIA BASICA DE UN INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO-----	9
2-1 Teoría básica de intercambiadores de calor-----	9
2-2 Intercambiador de doble tubo-----	9
2-3 Representación de coeficientes de película de transferencia de calor.-----	9
A) Relaciones adimensionales-----	10
B) Ecuaciones dimensionales-----	10
2-4 Coeficientes de película para fluidos en tuberías y tubos-----	10
2-5 Fluidos que fluyen en un ánulo-----	10
A) Diámetro equivalente-----	11
2-6 Coeficientes de película para fluidos en ánuos-----	12
2-7 Coeficientes globales de transferencia de calor en un intercambiador de tubos concéntricos-----	13
2-8 Diferencia de temperatura media logarítmica-----	14
2-9 Factores de incrustación-----	18
III.- DISEÑO Y CONSTRUCCION-----	19
3-1 Cálculo del diámetro de tuberías para el intercambiador-----	20
A) Tubería interna-----	20
B) Tubería externa-----	21
3-2 Ecuación de diseño-----	22
3-3 Cálculo de la temperatura media logarítmica-----	23
3-4 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor-----	23
3-5 Cálculo del área del intercambiador-----	28
3-6 Cálculo de la potencia teórica requerida en las bombas-----	29
A) Cálculo de las pérdidas por fricción-----	30

	a)	Cálculo para el agua caliente-----	30
	1)	Antes de entrar en el intercambiador-----	30
	2)	En el intercambiador-----	31
	b)	Cálculo para el agua fría-----	33
	1)	Antes de entrar al intercambiador-----	33
	2)	En el intercambiador-----	35
3-7		Construcción del intercambiador-----	37
IV.-		ARRANQUE Y CORRIDAS EXPERIMENTALES-----	38
	4-1	Forma de operar el intercambiador-----	38
	4-2	Tabla de datos de corridas en el intercambiador---	39
	4-3	Cálculos-----	41
	4-4	Tabla de resultados de corridas en el intercambia-	
		dor-----	47
	4-5	Resultados a graficar de coeficiente global vs.	
		gasto-----	48
	4-6	Análisis de resultados-----	53
V.-		PRACTICA-----	54
VI.-		CONCLUSIONES-----	62
	APENDICE A)	TABLAS DE:	
		PROPIEDADES DEL AGUA-----	64
		DIMENSIONES DE LOS TUBOS-----	65
		PROPIEDADES PARA METALES-----	66
		FACTORES DE INCRUSTACION-----	67
		LONGITUD EQUIVALENTE-----	68
		GRAFICA DE FACTOR DE FRICCIÓN FRENTE A Re---	69
		COSTOS DEL MATERIAL-----	70
	APENDICE B)	LISTADO DEL PROGRAMA USADO EN LOS CALCULOS--	71
	BIBLIOGRAFIA-----		73

## R E S U M E N

Este trabajo presenta la aplicación de la teoría del área de transferencia de calor, al diseño, construcción y arranque de un intercambiador de doble tubo; para ser operado en el laboratorio de Ingeniería Química.

La introducción y objetivo del trabajo, se complementan para darnos bases sobre la necesidad de la construcción del aparato, así como los resultados esperados y los alcances del trabajo. En el capítulo I y II se dá una revisión a la teoría del tema, conceptos y fórmulas básicas, así como el criterio a seguir en su aplicación. El capítulo III trata el diseño del aparato, presentando las bases en las cuales se fundamenta la magnitud del mismo, también se muestra el desarrollo de los factores que influyen en el diseño; como son, tipos de tubería, diámetro, materiales de construcción, potencia de las bombas, etc.; este capítulo incluye la forma en que se construyó el aparato. El capítulo IV trata el modo de operar el aparato, la serie de corridas experimentales para su prueba con sus respectivos resultados; analizando el comportamiento del aparato en sus distintas formas de operar y condiciones de flujo; haciendo una comparación del coeficiente global de transferencia de calor teórico y experimental.

El capítulo V explica la metodología a seguir para las prácticas experimentales en el laboratorio y los cálculos a realizar.

Los resultados y conclusiones sobre el trabajo son tratados en el capítulo VI, también se anexa un apéndice donde está incluido el listado del programa de computación creado por los autores para la resolución de los cálculos.

# I N T R O D U C C I O N

La formación de todo profesionista requiere de una adecuada coordinación entre la teoría y la práctica. La Licenciatura de Ingeniería Química cuenta con el apoyo del Laboratorio de Ingeniería Química, donde algunas prácticas se realizan sobre equipo construido por exalumnos, una de estas prácticas del área de transferencia de calor titulada "Intercambiador de tubos concéntricos", es realizada en un intercambiador de doble tubo construido hace 18 años; debido a su uso al transcurrir el tiempo, la corrosión e incrustaciones sobre los materiales de construcción, han afectado los resultados experimentales obtenidos en las prácticas con respecto a los valores teóricos, presentando valores bajos del coeficiente global de transferencia de calor interno ( $3.5 \text{kJ/m}^2 \text{s}^0 \text{C}$ ), eficiencia baja ( $< 90\%$ ) y un flujo turbulento pobre ( $\text{Re}=20000$ ); este último factor se debe a los diámetros usados en la tubería de construcción. Con estos antecedentes, se plantea la necesidad de sustituir el aparato original por otro donde se obtengan valores mayores de  $U_i$ , la máxima eficiencia y un nivel de turbulencia adecuado, diseñado para aprovechar los sistemas de flujo ya instalados y el espacio que ocupa el original.

También proponer una práctica para el Laboratorio de Ingeniería Química, con ello se logra aplicar la teoría de transferencia de calor a una necesidad real, donde el equipo beneficiará a los alumnos en formación.

## O B J E T I V O S

- 1) Diseñar y construir un intercambiador de doble tubo para la aplicación en prácticas del Laboratorio de Ingeniería Química.
- 2) Mejorar los materiales de construcción y el nivel de turbulencia.
- 3) Lograr una buena concordancia entre los resultados teóricos y los experimentales, elevar el valor de  $U_i$  y mejorar la eficiencia térmica del equipo.
- 4) Proponer la práctica que se realice sobre el aparato y realizar los cálculos necesarios para lograr una interacción teórica y práctica.

## CAPITULO I

### TEORIA GENERAL

#### 1-1 TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de calor es aquella ciencia que busca predecir la transferencia de energía que puede ocurrir entre cuerpos como resultado de una diferencia de temperatura. La Termodinámica enseña que esta transferencia de energía se define como calor.

La ciencia de la transferencia de calor no solo trata de explicar como puede ser transferida la energía calorífica, sino también trata de predecir la rapidez a la que se realizará este intercambio bajo ciertas condiciones especificadas.

La transferencia de calor proporciona reglas experimentales adicionales que se pueden utilizar para establecer rapidez de transferencia de energía.

La transferencia de energía en forma de calor es muy común en muchos procesos químicos y de otros tipos.

La transferencia de calor puede verificarse por medio de uno o más de los tres mecanismos de transferencia, que son; conducción, convección y radiación.

#### 1-2 MECANISMOS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

##### A) CONDUCCION :

Es un proceso de propagación de energía en un medio sólido, líquido o gaseoso, mediante comunicación molecular directa entre cuerpos a distintas temperaturas. En el caso de líquidos y gases esta transferencia es importante siempre y cuando se tomen las precauciones debidas para eliminar las corrientes naturales de flujo que puedan presentarse como consecuencia de las diferencias en densidad que experimentan éstos.

La experiencia ha demostrado que cuando existe un gradiente de temperatura en un cuerpo, hay una transferencia de energía de la región de alta temperatura a la de baja temperatura.

Decimos que la energía es transferida por conducción y que la rapidez de transferencia de energía por unidad de área es proporcional al gradiente normal de temperatura.

$$\frac{q}{A} \propto \frac{\delta T}{\delta x} \quad \text{ec. (1-1)}$$

Cuando se inserta la constante de proporcionalidad,

$$q = -kA \frac{\delta T}{\delta x} \quad \text{ec. (1-2)}$$

en donde  $q$  es la rapidez de transferencia de calor y  $\delta T/\delta x$  es el gradiente de temperatura en la dirección del flujo de calor.

A la constante positiva  $k$  se le llama conductividad térmica del material, y el signo menos se inserta para que se satisfaga el segundo principio de la termodinámica; es decir, el calor deberá fluir hacia abajo en la escala de temperatura (fig. 1-1).

A esta ecuación se le llama la ley de conducción de calor de Fourier, quien realizó importantes contribuciones en el tratamiento analítico de la transferencia de calor por conducción.

## B) CONVECCION :

El fenómeno de transferencia de calor por convección es un proceso de transporte de energía que se lleva a cabo como consecuencia del movimiento de un fluido (líquido o gas) y esta íntimamente relacionado con su movimiento, con frecuencia involucra también el intercambio de energía entre una superficie sólida y un fluido.

Es importante tomar en consideración que existe una diferencia entre la transferencia de calor por convección forzada en la que se provoca el flujo de un fluido sobre una superficie sólida por medio de una bomba, ventilador u otro dispositivo mecánico; y la convección libre o natural en la que un fluido más caliente ó más frío que está en contacto con la superficie sólida, causa una circulación debido a la diferencia de densidades que resulta del gradiente de temperaturas en el fluido.

Se podrá entender mejor esto si se tiene como vía de explicación una placa cuya superficie se mantiene a una temperatura  $T_s$ , como se observa en la fig. 1-2, en donde se muestra que la placa disipa el calor hacia un fluido cuya temperatura es  $T_\infty$ . La experiencia indica que el sistema disipa más calor cuando se le hace pasar aire proveniente de un ventilador, que cuando se encuentra expuesto al aire ambiente, tomando en cuenta que la velocidad del fluido tiene un efecto importante sobre la transferencia de calor a lo largo de la superficie.

Consecuentemente la experiencia también indica que el flujo de calor es diferente si la placa se enfria en agua o aceite en vez de aire.

De aquí que las propiedades del fluido deben tener un efecto importante sobre la transferencia de calor.

Tomando en consideración que en la placa la velocidad relativa en la interfase fluido-sólido es igual a cero, el calor se transfiere por conducción solo en esta zona.

Por lo anteriormente dicho es conveniente calcular el flujo de calor disipado por el sistema en términos de la diferencia total de temperaturas entre la superficie del sólido y del fluido; por lo tanto se tiene que:

$$q=h(T_s-T_\infty) \qquad \qquad \qquad \text{ec. (1-3)}$$

En donde h es el coeficiente de transferencia de calor.

Dicha ecuación se conoce como Ley de Newton de enfriamiento.

El coeficiente h es una función de la geometría del sistema; de las propiedades del fluido, de la velocidad de flujo y de la diferencia de temperaturas. También se cuenta con correlaciones empíricas cuando por alguna razón no puede determinarse teóricamente. Cuando se tiene una geometría sencilla el coeficiente de transferencia de calor puede determinarse mediante la siguiente ecuación:

$$h = \frac{-k \left. \frac{\delta T}{\delta x} \right|_{x=0}}{T_s - T_\infty} \quad \text{ec. (1-4)}$$

Dicha ecuación supone un conocimiento del perfil de temperaturas en el fluido, el cual puede obtenerse analíticamente mediante la aplicación de las ecuaciones de cambio, como son; continuidad, movimiento y energía.

#### B-1 CONVECCION NATURAL

Se produce la convección natural cuando una superficie sólida está en contacto con un fluido de temperatura distinta a la de la superficie. Las diferencias de densidad proporcionan la fuerza del cuerpo que se requiere para desplazar el fluido. Teóricamente los análisis de la convección natural requieren la resolución simultánea de las ecuaciones acopladas del movimiento y la energía dan los campos de temperatura y velocidad a partir de los que se pueden deducir coeficientes de transferencia de calor.

#### B-2 CONVECCION FORZADA

La transferencia de calor por convección forzada es el modo que se utiliza con mayor frecuencia en la industria de procesamiento. Se bombean fluidos calientes y fríos separados por una frontera sólida a través del equipo de transferencia de calor, con una rapidez de transferencia de calor que es función de la forma geométrica del sistema. En general, el flujo es turbulento y el conducto de flujo varía en su complejidad de tubos circulares a intercambiadores de calor compactados y de superficies extendidas.

El análisis teórico de convección forzada se limita en exclusiva a formas geométricas sencillas y flujos laminares; para flujos turbulentos el análisis de transferencia de calor se basó en modelos mecánicos, y en general no han dado relaciones apropiadas con fines de diseño. Para formas geométricas complicadas solo se dispone de relaciones empíricas.

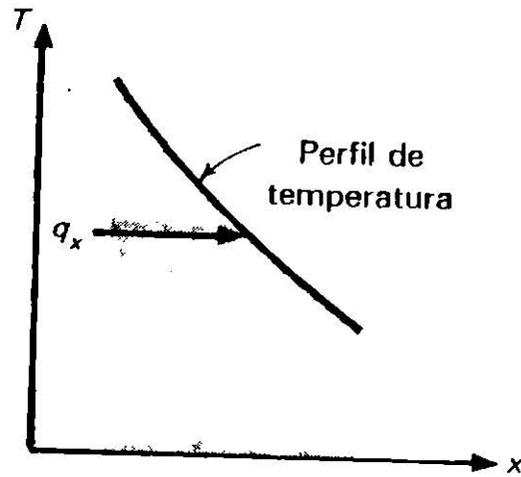


Fig. 1-1 Esquema que muestra la dirección del flujo de calor.

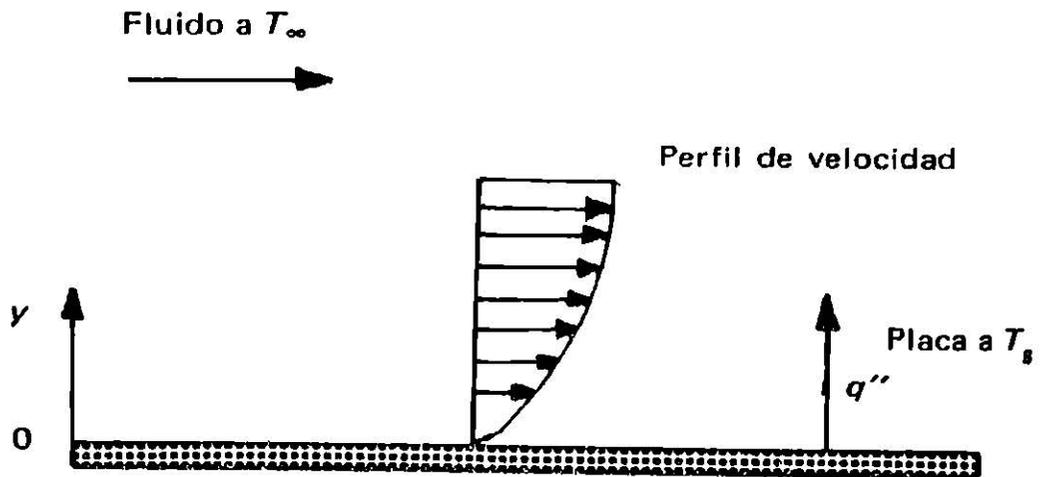


Fig. 1-2 Transferencia de calor por convección.

### C) RADIACION :

Aún cuando el mecanismo físico de la radiación no es completamente entendido en cuanto a si la energía es transportada por ondas electromagnéticas o por fotones, sí se sabe sin embargo que ésta viaja en el vacío a la velocidad de la luz.

La radiación térmica se define como la energía radiante emitida por un medio como consecuencia de su temperatura y la escala de longitudes de onda como se muestra en el espectro de la fig. 1-3, usualmente está comprendida entre 0.1 y 100  $\mu\text{m}$ . En esta escala se encuentra parte del ultravioleta ( $\lambda < 0.38$ ), la región visible ( $\lambda < 0.78$ ) y parte del infrarrojo ( $\lambda > 0.78$ ).

#### C-1 RADIACION DE UN CUERPO NEGRO

Un cuerpo negro es aquel que emite y absorbe a cualquier temperatura y en cualquier longitud de onda la máxima cantidad posible de radiación. Puesto que un cuerpo negro es un absorbedor perfecto por definición, toda la radiación que incida sobre éste es absorbida sin importar la longitud de onda. Como consecuencia, ninguna radiación absorbida por dicho cuerpo podrá ser transmitida. Es precisamente esta ausencia de reflexión lo que da origen a su nombre de cuerpo negro.

Max Planck desarrolló en 1900 mediante principios de teoría cuántica una relación para la potencia emisiva espectral (o monocromática) de un cuerpo negro como función de la longitud de onda para distintas temperaturas. Según la Ley de Planck:

$$\epsilon_b \lambda = \frac{C_1}{\lambda^5 (e^{C_2/\lambda T} - 1)} \quad \text{ec. (1-5)}$$

donde:

$\epsilon_b \lambda$  = Potencia emisiva monocromática de un cuerpo negro a una temperatura T,  $\text{w/m}^2 \mu\text{m}$ .

$\lambda$  = Longitud de onda,  $\mu\text{m}$ .

T = Temperatura absoluta del cuerpo negro, K

$C_1$  =  $3.7405 \times 10^{-16} \text{ w m}^2$

$C_2$  = 0.0143879 mK.

La fig.1-4, muestra la variación de la potencia emisiva monocromática de un cuerpo negro como función de la longitud de onda para distintas temperaturas.

La potencia emisiva total emitida por un cuerpo negro a lo largo de todo el espectro de longitudes de onda puede calcularse integrando la Ley de Planck, es decir:

$$\epsilon_b = \int_0^{\infty} e_b \lambda \, d\lambda \quad \text{ec. (1-6)}$$

dando como resultado:

$$\epsilon_b = \sigma T^4 \quad \text{ec. (1-7)}$$

donde:

$\sigma$  = Constante de Stefan-Boltzmann =  $5.6697 \times 10^{-8} \text{ w/m}^2 \text{K}^4$  (SI)

La ecuación 1-7 se conoce como Ley de Stefan-Boltzmann, cabe hacer notar que la potencia emisiva total de un cuerpo negro viene a representar el área bajo la curva mostrada en la fig. 1-4.

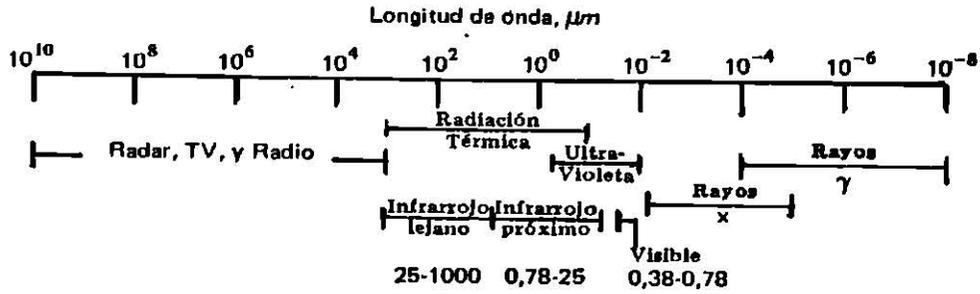


Fig. 1-3 Espectro de radiación.

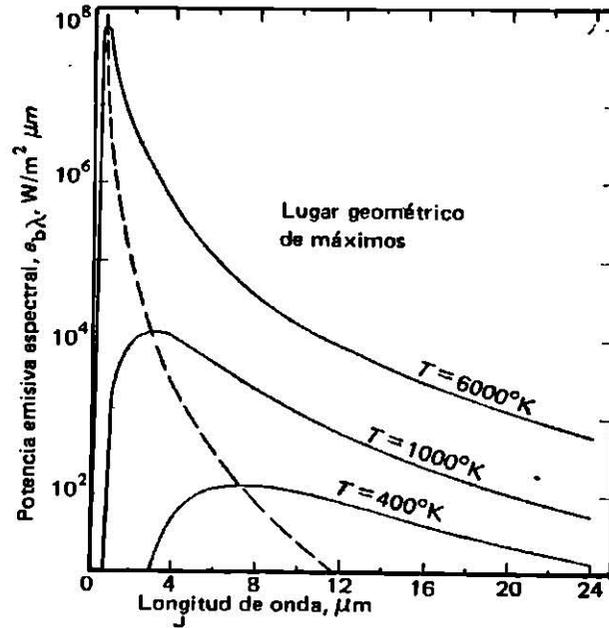


Fig. 1-4 Potencia emisiva espectral de un cuerpo negro como función de la longitud de onda para distintas temperaturas.

## CAPITULO II

### TEORIA BASICA DE UN INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO

#### 2-1 DEFINICION DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

Es todo dispositivo en el cual se verifica un intercambio de calor entre dos fluidos separados ó no por una pared sólida, los intercambiadores recuperan calor entre dos corrientes en un proceso.

Los intercambiadores de calor son importantes en la industria de los procesos químicos, ya que son instrumentos fundamentales para la conservación y transferencia de energía. El intercambio de calor no es solo una operación unitaria principal en aislamiento, sino un elemento importante en muchas otras.

#### 2-2 INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO

La imagen industrial de este aparato es el intercambiador de doble tubo que se muestra en la fig. 2-1. Las partes principales son dos juegos de tubos concéntricos, dos tes conectoras, un cabezal de retorno y un codo en "U". La tubería interior se soporta en la exterior mediante estoperos y el fluido entra al tubo interior a través de una conexión roscada localizada en la parte interna del intercambiador. Las tes tienen boquillas o conexiones roscadas que permiten la entrada y salida del fluido del ánulo que cruza de una sección a otra a través del cabezal de retorno. La tubería interior se conecta mediante una conexión en "U" que está generalmente expuesta y que no proporciona superficie de transferencia de calor. Cuando se arregla en dos pasos, como en la fig 2-1, la unidad se llama horquilla.

El intercambiador de calor es extremadamente útil, ya que se puede ensamblar en cualquier taller de plomería a partir de partes estándar, proporcionando superficies de transferencia de calor a bajo costo.

#### 2-3 REPRESENTACION DE COEFICIENTES DE PELICULA DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Hay dos métodos generales para expresar coeficientes de película:

- A) Relaciones adimensionales
- B) Ecuaciones dimensionales

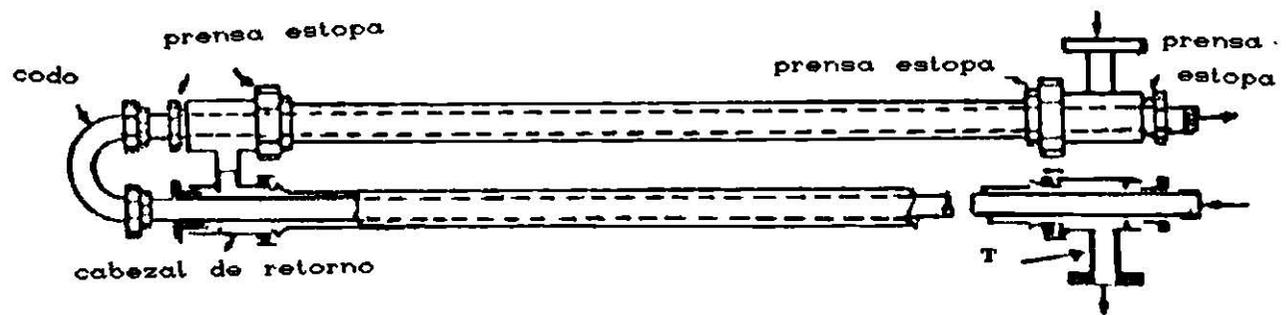


Fig. 2-1 Intercambiador de doble tubo.

### A) RELACIONES ADIMENSIONALES :

Son adecuadas por lo común en cualquiera de dos formas, que dan resultados idénticos. La forma que se prefiere es la recomendada por Colburn. Relaciona, primordialmente, tres grupos adimensionales; el número de Stanton, el número de Prandtl y el número de Reynolds. Para una correlación más precisa de datos ( $Re < 10000$ ), se utilizan dos grupos adimensionales adicionales; la razón de la longitud al diámetro  $L/D$  y la razón de la viscosidad a la temperatura de la pared (superficie) a la viscosidad a la temperatura global.

La forma clásica y la más conocida de las expresiones adimensionales, se refiere primordialmente al número de Nusselt  $hD/k$ .

### B) LAS ECUACIONES DIMENSIONALES :

Suelen ser desarrollos de las expresiones adimensionales en las que los términos están en unidades más convenientes y en donde todos los factores numéricos se agrupan en una constante numérica simple. En algunos casos, las propiedades físicas combinadas se representan como función lineal de la temperatura y la ecuación dimensional se convierte en una ecuación que contiene solo una o dos variables.

### 2-4 COEFICIENTES DE PELICULA PARA FLUIDOS EN TUBERIAS Y TUBOS

El flujo que se presenta en tuberías de intercambiadores de tubos concéntricos es el turbulento, teniendo esto en cuenta, el coeficiente de película se determina usando la ecuación recomendada por Dittus y Boelter:

$$Nu = \frac{h_i D_i}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \left[ \frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0.14}$$

6

$$Nu = \frac{h_i D_i}{k} = 0.023 \left[ \frac{D_i \bar{v} \rho}{\mu} \right]^{0.8} \left[ \frac{C_p \mu}{k} \right]^n \left[ \frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0.14} \quad \text{ec. (2-1)}$$

$n=0.3$  Para enfriamiento  
 $n=0.4$  Para calentamiento

## 2-5 FLUIDOS QUE FLUYEN EN UN ANULO

### A) DIAMETRO EQUIVALENTE :

Cuando un fluido fluye por un conducto, que tiene una sección diferente a la circular, tal como es el ánulo por el cual fluye el líquido entre el tubo interno y externo, es conveniente expresar los coeficientes de transferencia de calor, y factores de fricción mediante los mismos tipos de ecuaciones y curvas usadas para tuberías y tubos.

Para poder usar estas representaciones se ha encontrado conveniente usar un diámetro equivalente;  $De$ , el cual está definido como cuatro veces el radio hidráulico, y el radio hidráulico es a su vez, la relación que hay de la sección transversal al flujo entre el perímetro mojado.

$$De=4r_h= 4 \frac{\text{área de flujo}}{\text{perímetro húmedo}} \quad \text{ec. (2-2)}$$

Aplicado este concepto al ánulo formado, se desarrolla como sigue para la transferencia de calor:

$$De=\frac{4\pi(D_2^2-D_1^2)}{4\pi D_1} = \frac{D_2^2-D_1^2}{D_1} \quad \text{ec. (2-3)}$$

Y en el cálculo de caída de presión se obtiene:

$$De=\frac{4\pi(D_2^2-D_1^2)}{4\pi(D_2+D_1)} = D_2-D_1 \quad \text{ec. (2-4)}$$

De acuerdo a la siguiente figura:

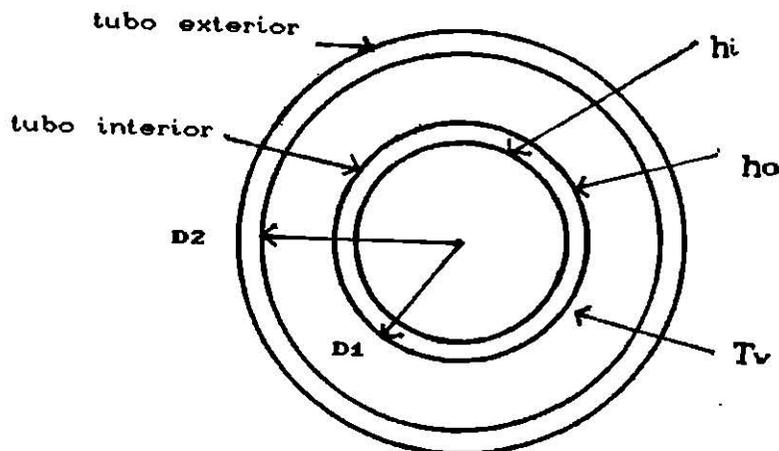


Fig. 2-2

## 2-6 COEFICIENTES DE PELICULA PARA FLUIDOS EN ANULOS

Con el concepto de  $De$  definido anteriormente para el flujo de calor al sustituir la ecuación (2-4), en la ecuación (2-1):

Se obtiene:

$$Nu = \frac{hoDe}{k} = 0.023 \left[ \frac{De\bar{v}\rho}{\mu} \right]^{0.8} \left[ \frac{Cp\mu}{k} \right]^n \quad \text{ec. (2-5)}$$

con la cual obtenemos el coeficiente exterior o del ánulo  $ho$ , y se obtiene de la misma forma que  $hi$ . Aún cuando  $D$  es diferente de  $De$ ,  $ho$  es efectiva en el diámetro exterior del tubo interior.

Otra ecuación que se puede usar en el cálculo de  $ho$ , fué determinada empíricamente a partir de las propiedades del campo de flujo ( $Re$ ) y la rapidez relativa de difusión de calor ( $Pr$ ) con la cual se obtienen valores adecuados para el diseño del intercambiador:

$$\frac{ho}{CpG} = 0.029(Re)^{0.2}(Pr)^{2/3}(\mu/\mu_w)^{0.14}(D_2/D_1)^{0.15} \quad \text{ec. (2-6)}$$

donde:

$ho$ = Coeficiente de película,  $\text{kJ/m}^2\text{s}^\circ\text{C}$

$Cp$ =Calor específico,  $\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$

$G$ =Velocidad másica,  $\text{kg/m}^2\text{s}$

$\mu$ =Viscosidad,  $\text{kg/ms}$

$\mu_w$ =Viscosidad evaluada a la temperatura de pared,  $\text{kg/ms}$

$D_2$ =Diámetro externo en la zona anular, m

$D_1$ =Diámetro interno en la zona anular, m

2-7 COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR  
EN UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS CONCENTRICOS

Si consideramos la siguiente figura:

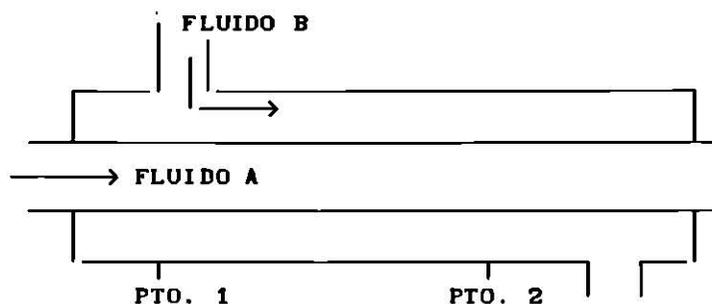


Fig. 2-3 Intercambiador de tubos concéntricos

El coeficiente global de transferencia de calor viene dado por la suma de las resistencias que intervienen en el proceso, las cuales son:

- a) Resistencia de la película del fluido A.
- b) Resistencia de la pared del tubo.
- c) Resistencia de la película del fluido B.

Con estas consideraciones la transferencia de calor esta dada por:

$$q = \frac{T_A - T_B}{\frac{1}{h_i} + \frac{D_i x_w}{D_m k} + \frac{D_i}{h_o D_o}} \quad \text{ec. (2-7)}$$

En donde los subíndices 1,0 corresponden al interior y exterior del tubo interior, de aquí basamos el coeficiente buscado como:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{D_i x_w}{D_m k} + \frac{D_i}{h_o D_o} + R_D} \quad \text{ec. (2-8)}$$

donde:

$U_i$  = coeficiente global de transferencia de calor referido a la superficie interna del tubo interno,  $\text{kJ/m}^2 \text{s}^\circ\text{C}$ .

$h_i$  = coeficiente individual para el fluido interno,  $\text{kJ/m}^2\text{s}^\circ\text{C}$   
 $h_o$  = coeficiente individual para el fluido externo,  $\text{kJ/m}^2\text{s}^\circ\text{C}$   
 $x_w$  = espesor de la pared, m  
 $D_m$  = diámetro medio logarítmico del tubo  $\frac{D_i - D_o}{\ln(D_i/D_o)}$ , m.  
 $D_i$  = diámetro interno del tubo interno, m.  
 $D_o$  = diámetro externo del tubo interno, m.  
 $R_D$  = factor de ensuciamiento,  $\text{m}^2\text{s}^\circ\text{C/kJ}$

por consiguiente:

$$U_o = \frac{1}{\frac{D_o}{h_i D_i} + \frac{x_w D_o}{k D_m} + \frac{1}{h_o} + R_D} \quad \text{ec. (2-9)}$$

donde:

$U_o$  = coeficiente global de transferencia de calor referido a la superficie externa del tubo interno,  $\text{kJ/m}^2\text{s}^\circ\text{C}$ .

### 2-8 DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA

Considérese el cambiador de tubería doble que se muestra en la figura 2-3, los fluidos pueden correr ya sea en flujo paralelo o en contracorriente, y los perfiles de temperatura para estos dos casos se indica en la siguiente figura:

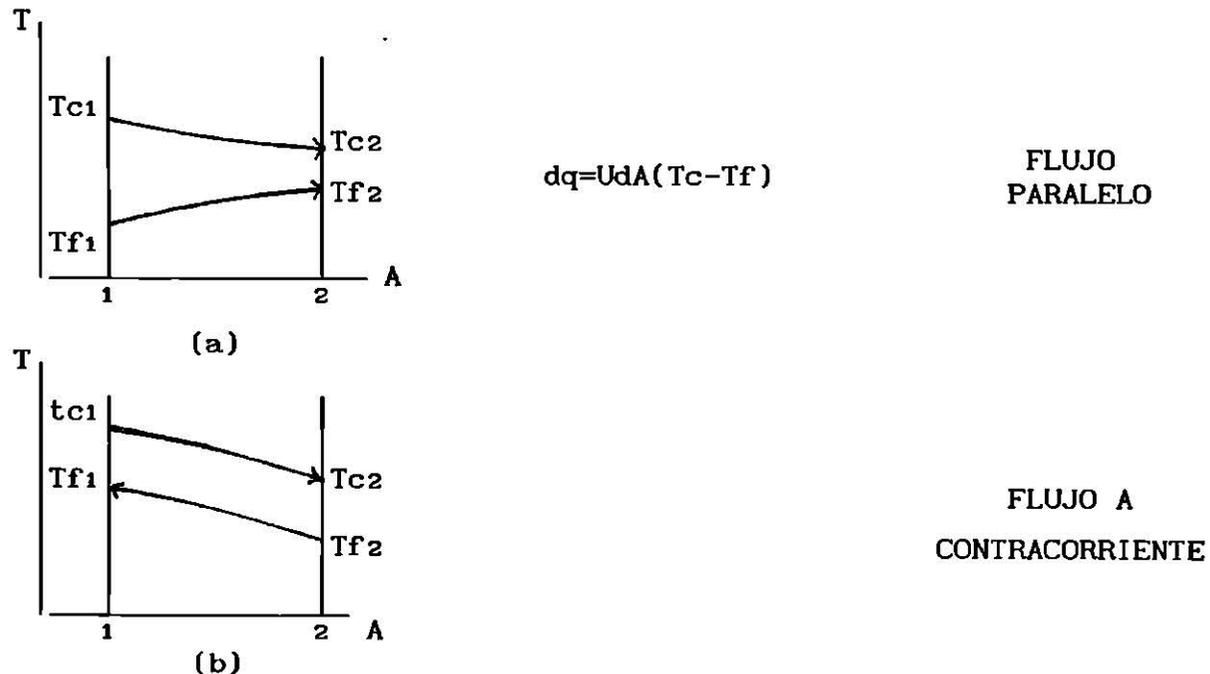


Fig. 2-4 Perfiles de temperatura

Calculando la transferencia de calor en un arreglo de doble tubo como:

$$q=UA\Delta T_L \quad \text{ec. (2-10)}$$

donde:

U=coeficiente global de transferencia de calor,  $\text{kJ/m}^2\text{s}^0\text{C}$

q=flujo de calor,  $\text{kJ/s}$

A=área de superficie para la transferencia de calor compatible con la definición de U,  $\text{m}^2$ .

$\Delta T_L$ =diferencia de temperatura media logarítmica, adecuada través del intercambiador de calor.  $^0\text{C}$ .

Analizando los diagramas anteriores se muestra la diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío, varía entre la entrada y la salida, y necesitamos obtener el valor promedio que se usará en la ecuación ( $q=UA\Delta T_L$ ), para el cambiador de calor en paralelo que se ve en la figura 2-3, el calor transferido a través de un elemento de área  $dA$  puede escribirse como:

$$dq=-\dot{m}_c C_{p_c} dT_c = \dot{m}_f C_{p_f} dT_f \quad \text{ec. (2-11)}$$

donde los subíndices  $c$  y  $f$ , designan respectivamente, los fluidos caliente y frío. La transferencia de calor puede expresarse como:

$$dq=U(T_c-T_f)dA \quad \text{ec. (2-12)}$$

de la ecuación (2-11):

$$dT_c = \frac{-dq}{\dot{m}_c C_{p_c}} \quad \text{ec. (2-13)}$$

$$dT_f = \frac{-dq}{\dot{m}_f C_{p_f}} \quad \text{ec. (2-14)}$$

en donde  $\dot{m}$  representa la rapidez de flujo en masa en  $\text{kg/s}$  y  $C_p$  es el calor específico del fluido en  $\text{kJ/kg}^0\text{C}$ , por lo tanto:

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -dq \left[ \frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right] \quad \text{ec. (2-15)}$$

resolviendo para dq, de la ecuación (2-15) y sustituyendo en la ecuación (2-12) se obtiene:

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -U \left[ \frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right] dA \quad \text{ec. (2-16)}$$

Esta ecuación diferencial puede integrarse ahora entre las condiciones 1 y 2 tal como se indica en la figura 2-4.

El resultado es:

$$\ln \frac{T_{c2} - T_{f2}}{T_{c1} - T_{f1}} = -UA \left[ \frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right] \quad \text{ec. (2-17)}$$

Regresando a la ecuación (2-11), los productos  $\dot{m}_c C_{p_c}$  y  $\dot{m}_f C_{p_f}$  pueden expresarse en términos de la transferencia de calor total q y las diferencias de temperatura totales de los fluidos caliente y frío,

$$\dot{m}_f C_{p_f} = \frac{q}{T_{f1} - T_{f2}} \quad \text{ec. (2-18)}$$

$$\dot{m}_c C_{p_c} = \frac{q}{T_{c2} - T_{c1}} \quad \text{ec. (2-19)}$$

Sustituyendo estas relaciones en la ecuación (2-17) obtenemos:

$$q = UA \frac{(T_{c2} - T_{f2}) - (T_{c1} - T_{f1})}{\ln((T_{c2} - T_{f2}) / (T_{c1} - T_{f1}))} \quad \text{ec. (2-20)}$$

comparando la ecuación (2-20) con la ecuación (2-10), vemos que la diferencia de temperatura media es el agrupamiento de términos:

$$\Delta T_L = \frac{(T_{c2} - T_{f2}) - (T_{c1} - T_{f1})}{\ln((T_{c2} - T_{f2}) / (T_{c1} - T_{f1}))} \quad \text{ec. (2-21)}$$

para corriente en paralelo.

A esta diferencia de temperatura se le denomina diferencia de temperatura media logarítmica, que expresado verbalmente, es la diferencia de temperatura en un extremo del cambiador menos la diferencia de temperatura en el otro extremo, dividido entre el logaritmo natural del cociente de las dos diferencias; tomando esta definición se obtiene la temperatura media logarítmica para flujo a contracorriente como:

$$\Delta T_L = \frac{(T_{c1} - T_{f1}) - (T_{c2} - T_{f2})}{\ln((T_{c1} - T_{f1}) / (T_{c2} - T_{f2}))} \quad \text{ec. (2-22)}$$

La derivación de la temperatura media logarítmica supone lo siguiente:

- 1) Los calores específicos de los fluidos no varían con la temperatura.
- 2) Los coeficientes globales de transferencia de calor son constantes a través del intercambiador de calor.
- 3) El flujo es en estado estable constante.
- 4) No hay pérdidas de calor.
- 5) No hay cambios de fase.

La segunda suposición puede generar algunos errores, ya que U varía a lo largo del cambiador de calor, una suposición que se hace para disminuir el error, es considerar que U varía linealmente con la caída de temperatura a lo largo de toda la superficie de calefacción; por tanto:

$$q = T \frac{U_1 \Delta T_2 - U_2 \Delta T_1}{\ln \left[ \frac{U_1 \Delta T_2}{U_2 \Delta T_1} \right]} \quad \text{ec. (2-23)}$$

donde:

- $U_1$  y  $U_2$ = Son los coeficientes locales en los extremos del intercambiador,  $\text{kJ/m}^2 \text{s}^\circ \text{C}$ .
- $\Delta T_1$  y  $\Delta T_2$ = Diferencia de temperatura en los extremos del intercambiador, entre el fluido frío y caliente,  $^\circ \text{C}$ .

## 2-9 FACTORES DE INCRUSTACION

Pasado cierto tiempo en operación, las superficies de transferencia de calor de un cambiador de calor pueden cubrirse con diversos depósitos presentes en los sistemas de flujo, o las superficies pueden oxidarse como resultado de la interacción entre los fluidos y el material usado para la construcción del aparato. En ambos casos, esta capa representa una resistencia adicional al flujo de calor y tiene como resultado una reducción en el rendimiento. El efecto total se representa casi siempre por medio de un factor de incrustación, ensuciamiento o resistencia por incrustación;  $R_D$ , que debe incluirse junto con las demás resistencias térmicas que forman el coeficiente de transferencia de calor total.

Los factores de incrustación deben obtenerse experimentalmente determinando los valores de  $U$  tanto para condiciones limpias como de incrustación en el cambiador de calor. El factor de incrustación se define por consiguiente como:

$$R_D = \frac{1}{U_{\text{sucio}}} - \frac{1}{U_{\text{limpio}}} \quad \text{ec. (2-24)}$$

En la tabla siguiente se muestran valores recomendados del factor de incrustación para algunos fluidos:

TIPO DE FLUIDO	FACTORES DE INCRUSTACION ( $\text{m}^2 \text{s}^0 \text{C/kJ}$ )
agua de mar a menos de $125^\circ \text{F}$	0.00009
agua de mar a mas $125^\circ \text{F}$	0.0002
agua tratada a mas de $125^\circ \text{C}$	0.0002
aceite combustible	0.0009
aceite de templar	0.0007
vapores de alcohol	0.00009
vapor limpio de aceite	0.0004
liquido refrigerante	0.0002
agua tratada entre $20$ y $100^\circ \text{C}$	0.00086

### CAPITULO III

#### DISEÑO Y CONSTRUCCION

Para el diseño del intercambiador de doble tubo, tomaremos como base, datos que se pueden obtener en las condiciones normales de operación en el laboratorio de Ing. Química.

Se cuenta con un tanque de almacenamiento de 200 lts. con agua a  $93^{\circ}\text{C}$  y se puede abastecer en estas condiciones un gasto masa constante de  $0.1944 \text{ kg/s}$  ( $700 \text{ kg/h}$ ), este flujo se pretende enfriar hasta los  $32^{\circ}\text{C}$  aproximadamente. Para realizar este enfriamiento contamos con agua fría a una temperatura de  $26^{\circ}\text{C}$  y un gasto masa de  $0.79070 \text{ kg/s}$  ( $2846.67 \text{ kg/h}$ ), la temperatura del agua fría en la salida se puede calcular con un balance de calor, considerando insignificantes las pérdidas de calor al exterior en comparación con el tránsito de calor entre los fluidos:

$$q_{\text{cedido}} = C_{pc} \dot{m}_c (T_{sc} - T_{ec}) \quad \text{ec. (3-1)}$$

donde:

$C_p =$  capacidad calorífica del agua caliente,  $\text{kJ/kg}^{\circ}\text{C}$

$\dot{m}_c =$  gasto masa del agua caliente,  $\text{kg/s}$

$T_{sc} =$  temperatura de salida del agua caliente,  $^{\circ}\text{C}$

$T_{ec} =$  temperatura de entrada del agua caliente,  $^{\circ}\text{C}$

se tiene como resultado:

$$q_{\text{cedido}} = -49.6155 \text{ kJ/s}$$

como:

$$-q_{\text{cedido}} = q_{\text{ganado}}$$

$$q_{\text{ganado}} = C_{pf} \dot{m}_f (T_{ef} - T_{sf}) \quad \text{ec. (3-2)}$$

donde:

$\dot{m}_f =$  gasto masa del agua fría,  $(\text{kg/s})$

$T_{ef} =$  temperatura de entrada del agua fría,  $^{\circ}\text{C}$

$T_{sf} =$  temperatura de salida del agua fría,  $^{\circ}\text{C}$

despejando  $T_{sf}$  de la ecuación (3-2) y sustituyendo valores se tiene:

$$T_{sf} = 41^{\circ}\text{C}$$

Por lo tanto los datos para calcular el intercambiador son:

agua fría

$$T_{ef}=26^{\circ}\text{C}$$

$$T_{sf}=41^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{m}_f=0.7907 \text{ kg/s}$$

$$-Q_{cedido}=Q_{ganado}=49.6155 \text{ kJ/s}$$

agua caliente

$$T_{ec}=93^{\circ}\text{C}$$

$$T_{sc}=32^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{m}_c=0.1944 \text{ kg/s}$$

### 3-1 CALCULO DEL DIAMETRO DE TUBERIAS PARA EL INTERCAMBIADOR

Para determinar el diámetro de la tubería a usar, se considerará que se requiere una velocidad de 2 m/s en el interior de ambas tuberías, esto para asegurar un régimen turbulento y una mejor transferencia de calor.

#### A) TUBERIA INTERNA:

Para evitar pérdidas de calor y asegurar una mejor transferencia, el agua caliente fluirá por el tubo interno y el material de construcción será de cobre.

$$\text{Si } \dot{m}_c=0.1944 \text{ kg/s}$$

la temperatura media es:

$$\bar{T}_c = \frac{T_{ec}+T_{sc}}{2} = \frac{(93+32)^{\circ}\text{C}}{2} = 62.5^{\circ}\text{C}$$

la densidad del agua a esta temperatura:

$$\rho_{62.5^{\circ}\text{C}}=981.85 \text{ kg/m}^3$$

Partiendo de la ecuación del gasto masa en una tubería:

$$\dot{m}_c = \bar{v}_c \frac{\pi D^2}{4} \rho \quad \text{ec. (3-3)}$$

donde:

$\bar{v}_c$ = velocidad media del agua caliente, m/s

$D_1$ = diámetro interior del tubo, m

$\rho$ = densidad del agua,  $\text{kg/m}^3$

despejando  $D_1$ :

$$D_1 = \sqrt{\frac{\dot{m}_c}{\bar{v} (\pi/4) \rho}} \quad \text{ec. (3-4)}$$

(20)

sustituyendo datos se tiene que:

$$D_1 = 0.01122 \text{ m}$$

Como se vá a utilizar tubería de cobre el diámetro más próximo es de tubería de cobre rígido con un diámetro nominal de 3/8" se tiene:

$$D_{\text{interno}} = 0.01143 \text{ m}$$

$$D_{\text{externo}} = 0.0127 \text{ m}$$

### B) TUBERIA EXTERNA :

Para el tubo externo usaremos acero galvanizado ya que no interesa una transferencia de calor al exterior.

$$\text{si } \dot{m}_r = 0.7907 \text{ kg/s}$$

la temperatura media es:

$$\bar{T}_r = \frac{T_{ef} + T_{sf}}{2} = \frac{(26 + 41)^{\circ}\text{C}}{2} = 33.5^{\circ}\text{C} \quad \bar{T}_r = 33.5^{\circ}\text{C}$$

La densidad del agua a esta temperatura es:

$$\rho_{33.50^{\circ}\text{C}} = 994.47 \text{ kg/m}^3$$

En este caso el agua fluye por un espacio anular, por lo que primero se determinará el área transversal por donde debe de fluir para obtener una velocidad de 2 m/s aproximadamente.

$$\text{si } \dot{m}_r = A \bar{v}_r \rho_{33.5^{\circ}\text{C}}$$

despejando el área del espacio anular:

$$A = \frac{\dot{m}_r}{\bar{v}_r \rho_{33.5^{\circ}\text{C}}}$$

sustituyendo datos:

$$A = 3.975 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

si el área transversal del espacio anular está dado por la ec. 2-3:

$$A = (D_2^2 - D_1^2) \pi / 4$$

donde:

D<sub>1</sub>= diámetro interno del tubo externo, m.

D<sub>2</sub>= diámetro externo del tubo interno, m.

si D<sub>1</sub>=0.0127 m determinado anteriormente

despejando D<sub>2</sub>:

$$D_2 = \sqrt{\frac{4A}{\pi} + D_1^2}$$

sustituyendo datos:

D<sub>2</sub>=0.02583 m

Como vamos a usar tubería de acero galvanizado el diámetro más próximo es de acero galvanizado cédula 40 con un diámetro nominal de 1" se tiene entonces:

D<sub>interno</sub>=0.02665 m

D<sub>externo</sub>=0.03340 m

por lo tanto el material del intercambiador de doble tubo es:

tabla 3-1 Material utilizado

	TUBO INTERNO	TUBO EXTERNO
DENOMINACION Y DIAMETRO NOMINAL	Cobre rígido de 3/8".	Acero galvanizado ced. 40 de 1".
DIAMETRO INTERNO	0.01143m.	0.02665m.
DIAMETRO EXTERNO	0.0127m	0.03340m.

### 3-2 ECUACION DE DISEÑO

El diseño del intercambiador se basa en la ecuación de Fourier:

$$q=UA\Delta T_L$$

- $A =$  Area de transferencia de calor,  $m^2$   
 $q =$  flujo de calor,  $kJ/s$   
 $\Delta T_L =$  temperatura media logarítmica,  $^{\circ}C$   
 $U =$  coeficiente global de transferencia de calor,  $kJ/m^2 s^{\circ}C$

Para poder determinar el tamaño del intercambiador, es necesario conocer el área de transferencia de calor:

$$A = \frac{q}{U \Delta T_L} \quad \text{ec. (3-5)}$$

referiremos la ecuación de diseño al área interna del tubo interno:

$$A_i = \frac{q_{cedido}}{U_i \Delta T_L} \quad \text{ec. (3-6)}$$

### 3-3 CALCULO DE LA TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA

La temperatura media logarítmica esta definida por la ecuación (2-22), para un sistema en contracorriente:

$$\Delta T_L = \frac{(T_{ec} - T_{sf}) - (T_{sc} - T_{ef})}{\ln \left[ \frac{(T_{ec} - T_{sf})}{(T_{sc} - T_{ef})} \right]}$$

sustituyendo datos:

$$\Delta T_L = 21.3^{\circ}C$$

### 3-4 CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El coeficiente global de transferencia de calor esta definido por la ecuación (2-8).

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{D_i x_w}{D_m k} + \frac{D_i}{h_o D_o} + R_D}$$

donde  $h_i$  y  $h_o$  deben ser calculados a la temperatura de pared  $T_w$ .  
Para obtener  $U_i$  seguiremos la siguiente metodología:

- 1) Suponer  $T_w$
- 2) Evaluar la temperatura media del fluido que circula por el interior del tubo por medio de la ecuación:

$$T_i = \frac{T_{ei} + T_{si}}{2} \quad \text{ec. (3-7)}$$

donde:

$T_i$  = temperatura media del fluido interior, °C  
 $T_{ei}$  = temperatura a la entrada del fluido interno, °C  
 $T_{si}$  = temperatura a la salida del fluido, °C

- 3) Evaluar la caída global de temperatura por medio de la ecuación:

$$\Delta T = \frac{T_{ec} + T_{sc}}{2} - \frac{T_{ef} + T_{sf}}{2} \quad \text{ec. (3-8)}$$

- 4) Evaluar  $h_i$  por medio de la ecuación (2-1):

$$Nu = \frac{h_i D_1}{k} = 0.023 \left[ \frac{D_1 \bar{v} \rho}{\mu} \right]^{0.8} \left[ \frac{C_p \mu}{k} \right]^{0.3} \left[ \frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0.14}$$

- 5) Evaluar  $h_o$  por medio de la ecuación (2-6):

$$h_o = C_p G 0.029 \left[ \frac{\mu}{D_1 \bar{v} \rho} \right]^{0.2} \left[ \frac{k}{C_p \mu} \right]^{2/3} \left[ \frac{D_2}{D_1} \right]^{0.15} \left[ \frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0.14}$$

NOTA: El valor  $h_o$  también se puede calcular por medio de la ecuación del inciso 4, ec. (2-5), tomando en cuenta el concepto de diámetro equivalente para transferencia de calor y que se lleva a cabo un calentamiento es decir:

$$\frac{h_o D_e}{k} = 0.023 \left[ \frac{D_e \bar{v} \rho}{\mu} \right]^{0.8} \left[ \frac{C_p \mu}{k} \right]^{0.3} \left[ \frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0.14}$$

$$De = \frac{D_2^2 - D_1^2}{D_1}$$

esto puede servir como comparación al cálculo de  $h_o$  con la primera ecuación propuesta.

- 6) Evaluar la caída de temperatura a través del fluido interior, desde la pared del tubo hasta el centro del fluido. Usando la ecuación:

$$\Delta T_i = \frac{1/h_i}{\frac{1}{h_i} + \frac{D_o h_o}{D_i}} * \Delta T \quad \text{ec. (3-9)}$$

- 7) Evaluar nuevamente  $\Delta T_i$  por medio de la ecuación:

$$\Delta T_i = T_c - T_w \quad \text{ec. (3-10)}$$

- 8) Si los valores obtenidos en los pasos 6 y 7 son aproximadamente iguales, los valores  $T_w$ ,  $h_i$  y  $h_o$  son correctos, si esto no sucede es necesario suponer un nuevo valor de  $T_w$  y calcular nuevamente a partir del paso 5 hasta cumplir con la condición del paso 8.

- 9) Calcular  $U_i$  con la ecuación (2-9):

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x_w D_i}{k D_m} + \frac{D_i}{D_o h_o} + R_D}$$

Aplicando el método anterior a nuestros datos:

- 1) Suponiendo  $T_w = 46.3^\circ\text{C}$   $\mu_w = 0.5878 \text{E}^{-3} \text{kg/ms}$
- 2)  $T_c = 62.5^\circ\text{C}$   $T_f = 33.5^\circ\text{C}$
- 3)  $\Delta T = 29^\circ\text{C}$

4) Cálculo de  $h_i$  con la ec. 2-1:

Propiedades del agua a  $62.5\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\begin{aligned}\rho &= 981.85 \text{ kg/m}^3 \\ \mu &= 0.45425 \text{E}^{-3} \text{ kg/ms} \\ k &= 6.627 \text{E}^{-4} \text{ kJ/ms}^{\circ}\text{C} \\ C_p &= 4.184 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

$$\bar{v}_c = \frac{m_c}{\rho D_1^2 \pi/4}$$

$$\bar{v}_c = 1.93 \text{ m/s}$$

despejando  $h_i$  y sustituyendo datos:

$$h_i = 9.7561 \text{ kJ/m}^2\text{s}^{\circ}\text{C}$$

5) Cálculo de  $h_o$  con la ec 2-6:

propiedades del agua a  $33.5\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\begin{aligned}\rho &= 994.47 \text{ kg/m}^3 \\ \mu &= 0.7489 \text{E}^{-3} \text{ kg/ms} \\ k &= 6.212 \text{E}^{-4} \text{ kJ/ms}^{\circ}\text{C} \\ C_p &= 4.184 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

$$G = 1834.01 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$\bar{v}_f = \frac{G}{\rho} = 1.847 \text{ m/s}$$

sustituyendo valores en la ecuación:

$$h_o = 11.0541 \text{ kJ/m}^2\text{s}^{\circ}\text{C}$$

Cálculo de  $h_o$  con la ecuación con la ec. 2-5:

$$h_o = \frac{k}{De} 0.023 \left[ \frac{De \bar{v}_f \rho}{\mu} \right]^{0.8} \left[ \frac{C_p \mu}{k} \right]^{0.4} \left[ \frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0.14}$$

$$De = \frac{D_2^2 - D_1^2}{D_1} = 0.04322m$$

sustituyendo De en ho:

$$ho = 6.8237 \text{ kJ/m}^2 \text{ s}^0 \text{ C}$$

6) Cálculo de  $\Delta T_i$  con la ec 3-9:

$$\Delta T_i = 16.16 \text{ }^0 \text{ C}$$

7) Cálculo de  $\Delta T_i$  con la ec 3-10:

$$\Delta T_i = \bar{T}_c - T_w = 16.2 \text{ }^0 \text{ C}$$

8) Como  $\Delta T_i = 16.2$  que es aproximadamente igual a  $\Delta T_i = 16.16$  los valores de  $h_i$ ,  $h_o$  y  $T_w$  son apropiados.

$$h_i = 9.7561 \text{ kJ/m}^2 \text{ s}^0 \text{ C}$$

$$h_o = 11.0541 \text{ kJ/m}^2 \text{ s}^0 \text{ C}$$

$$T_w = 46.3 \text{ }^0 \text{ C}$$

9) Cálculo de  $U_i$  con la ec. 2-8:

$$\bar{D}_m = \frac{D_o - D_i}{\ln \frac{D_o}{D_i}} = 0.01205m$$

$$x_w = \frac{D_o - D_i}{2} = 0.00063m$$

factor de ensuciamiento:  $R_D = 0.00086 \text{ m}^2 \text{ s}^0 \text{ C/kJ}$

sustituyendo datos en la ecuación para  $U_i$ :

$$U_i = 5.3665 \text{ kJ/m}^2 \text{ s}^0 \text{ C}$$

### 3-5 CALCULO DEL AREA DEL INTERCAMBIADOR

Con los datos:

$$q=49.6155 \text{ kJ/s}$$

$$\Delta T_L=21.3^\circ\text{C}$$

$$U_i=5.3665 \text{ kJ/m}^2\text{s}^\circ\text{C}$$

Podemos determinar el área del intercambiador con la ecuación de diseño ec. 3-5:

$$A_i = \frac{q}{U_i \Delta T_L} = 0.4340 \text{ m}^2$$

Como está referida a  $U_i$ , el área obtenida, es el área interna del tubo interno (de cobre) con  $D_i=0.01143 \text{ m}$ , por lo que la longitud necesaria de la tubería se puede determinar a partir de la fórmula de área superficial de un cilindro.

$$A_i = \pi D_i L$$

$$L = \frac{A_i}{\pi D_i}$$

sustituyendo datos:

$$L=12.08 \text{ m}$$

Como la longitud disponible es de 2.15 m por paso el número de pasos necesarios es de:

$$\text{No. de pasos} = \frac{L}{2.15\text{m}} = 5.618 \text{ pasos, es decir:}$$

$$\text{No. de pasos} = 6$$

Se tiene entonces que la longitud real será de:

$$L = \text{núm. de pasos} * \text{long. de cada paso}$$

$$L = 6 * 2.15 \text{ m.} = 12.9 \text{ m.}$$

el área real será entonces de:

$$A_i = \pi D L = 0.46321 \text{ m}^2.$$

### 3-6 CALCULO DE LA POTENCIA TEORICA REQUERIDA EN LAS BOMBAS

Para el cálculo de bombas se recurrirá a la ecuación de Bernoulli:

$$\frac{P_1}{\rho_1} + \frac{g}{g_c} z_1 + \frac{\bar{v}_1^2}{2g_c} + q + W = \frac{P_2}{\rho_2} + \frac{g}{g_c} z_2 + \frac{\bar{v}_2^2}{2g_c} + h_f \quad \text{ec. (3-11)}$$

Ya que el fluido que se maneja en el intercambiador es turbulento en ambos flujos, como ya se pudo constatar esta ecuación tiene términos:

P=presión absoluta en un punto,  $N/m^2$

$\rho$ =densidad,  $kg/m^3$

g=aceleración de la gravedad,  $9.8 \text{ m/s}^2$

$g_c$ =factor de conversión de unidades de la ley de Newton,  $kg\text{-m}/kg\text{rs}^2$

z=altura por encima de un plano arbitrario de referencia, m.

$\bar{v}$ =velocidad media del fluido, m/s

q=energía calorífica que se dá al fluido de una fuente externa, aquí se considera que no se realiza transferencia alguna por cuestión de cálculos, J/s.

W=trabajo de bombeo, J/kg

$h_f$ =pérdidas por fricción, J/kg

las pérdidas por fricción se pueden calcular a partir de la ecuación de Fanning.

$$\frac{\Delta P}{\rho} = h_f = \frac{2L\bar{v}^2 f}{D g_c} \quad \text{ec. (3-12)}$$

donde:

f=factor de Fanning, adimensional

D =diámetro de la tubería, m

$\bar{v}$ =velocidad media del fluido, m/s

L=longitud de la tubería o longitud equivalente o ambas, m.

A) CALCULO DE LAS PERDIDAS POR FRICCION :

a) CALCULO PARA EL AGUA CALIENTE

1) ANTES DE ENTRAR AL INTERCAMBIADOR:

$T=93^{\circ}\text{C}$   $\dot{m}=700 \text{ kg/h}$   
 $\rho_{93^{\circ}\text{C}}=963.25 \text{ kg/m}^3$   
 $\mu_{93^{\circ}\text{C}}=0.3071\text{E}^{-3} \text{ kg/ms}$

para tubería de 1" galvanizado:  $D_i=0.02665 \text{ m}$

$$\bar{v} = \frac{4 \dot{m}}{\pi D^2 \rho} = 0.3618 \text{ m/s}$$

$$\text{Re} = \frac{D \bar{v} \rho}{\mu} = 30243$$

de gráficas y tablas:  $f=0.009$

Accesorios	Leq de c/u	Leq total
0.8m de tubería		0.8 m
1 T como cople	0.488	0.488 m
1 tuerca unión	0.488	0.488 m
		<hr/>
		1.776 m

$$hf_1 = 0.1568 \text{ J/kg}$$

Para tubería de 3/4"  $D_i=0.02093 \text{ m}$

$$\bar{v}=0.5867 \text{ m/s}$$

$$\text{Re}=38516.3$$

de gráficas y tablas  $f=0.00862$

Accesorios	Leq de c/u	Leq total
0.77m de tubería		0.77 m
1 tuerca unión	0.36 m	0.36 m
1 reducción de 3/4" a 1/2"	0.15 m	0.15 m
		<hr/> 1.28 m

$$h_{r2} = 0.36309 \text{ J/kg}$$

Para tuberías de 1/2" de galvanizado:

$$D_i = 0.0158 \text{ m}$$

$$\bar{v} = 1.03 \text{ m/s}$$

$$Re = 51045$$

$$f = 0.0085$$

Accesorios	Leq de c/u	Leq total
0.94 m de tubería		0.94 m
1 tuerca unión	0.23	0.23 m
1 cruz como codo de 90°	0.70	0.70 m
3 codos de 90°	0.29	0.87 m
3 Te	0.23	0.69 m
1 válvula de compuerta	0.13	0.13 m
1 reducción de 1/2 a 3/8"	0.12	0.12 m
		<hr/> 3.68 m

$$h_{r3} = 4.1993 \text{ J/kg}$$

2) EN EL INTERCAMBIADOR:

$$T_e = 93^\circ\text{C}$$

$$T_s = 32^\circ\text{C}$$

$$T_m = \frac{(93+32)^\circ\text{C}}{2} = 62.5^\circ\text{C}$$

$$T_m = 62.5^\circ\text{C}$$

$$\rho_{62.5^\circ\text{C}} = 981.88 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_{62.5^\circ\text{C}} = 0.454 \times 10^{-3} \text{ kg/ms}$$

Para tubería de cobre de 3/8":

$$D_i = 0.01143 \text{ m}$$

$$\bar{v} = 1.93 \text{ m/s}$$

$$Re = 47709$$

$$f = 0.00525$$

Accesorios	Leq de c/u	Leq total
12.9 m de tubería		12.9 m
10 codos de 90°	0.20	2.0 m
5 tuercas unión	0.16	0.8 m
1 reducción de 3/8a1/2"	0.25	0.25m
		<hr/>
		15.95 m

$h_{r4}=54.5624 \text{ J/kg}$

Para tubería de 1/2" de galvanizado:

$D_1=0.0158 \text{ m}$

$\bar{v}=1.01 \text{ m/s}$

$Re=34512$

$f=0.00875$

Accesorios	Leq de c/u	Leq total
1.15 m de tubería		1.15 m
1 válvula de oglobo	3.261	3.261 m
3 codos de 90	0.29	0.87 m
3 T <sub>e</sub>	0.23	0.69
		<hr/>
		5.971 m

$h_{r5}=6.7473 \text{ J/kg}$

Cálculo de pérdidas por fricción totales:

$h_{r1}=\Sigma h_r$

$h_{r1}=66.0289 \text{ J/kg}$

De la ecuación de Bernoulli:

$$W = \frac{P_2}{\rho_2} - \frac{P_1}{\rho_1} + \frac{g}{g_c} (z_2 - z_1) + \frac{(\bar{v}_2^2 - \bar{v}_1^2)}{2g_c} + h_r$$

consideraciones:

$P_2=P_1= \text{presión atmosférica}=81810.1 \text{ N/m}^2$

$\rho_1=963.25 \text{ kg/m}^3$

$\rho_2=981.88 \text{ kg/m}^3$

$z_2=1 \text{ m}$

$z_1=0 \text{ m}$

$\bar{v}_1=0$

$\bar{v}_2=1.01 \text{ m/s}$

sustituyendo datos:

$$W=74.73 \text{ J/kg}$$

La potencia se calcula como:

$$P=W \dot{m} \quad \text{ec. (3-13)}$$

$$P=14.527 \text{ w}$$

Convirtiendo unidades:

$$P= 0.0195 \text{ hp}$$

La potencia teórica requerida se obtiene dividiendo la potencia calculada entre un 30% de eficiencia que el valor recomendado para este tipo de bombas. La potencia teórica requerida para el sistema de agua caliente en el intercambiador es de:

$$P=0.0648\text{hp}$$

como la bomba más próxima es de 1/4 de hp es la que se utiliza en el sistema.

## b) CALCULO PARA EL AGUA FRIA

### 1) ANTES DE ENTRAR AL INTERCAMBIADOR:

$$T=26^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{m}=2850 \text{ kg/h}$$

$$\rho_{26^{\circ}\text{C}}=996.79 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_{26^{\circ}\text{C}}=0.8754\text{E}^{-3} \text{ kg/ms}$$

Para la tubería de 1" de galvanizado:

$$D_1=0.02665 \text{ m}$$

$$\bar{v}=1.424 \text{ m/s}$$

$$Re=43212$$

$$f=0.0086$$

Accesorios	Leq de c/u	Leq total
.50 m de tubería		0.50 m
1 tuerca unión	0.488	0.488 m
1 reducción de 1 1/2 a 1"	0.20	0.20 m
1 reducción de 1 1/4 a 1"	0.20	0.20 m
1 Te como codo de 90°	0.488	0.488 m
1 cople	0.488	0.488 m
1 reducción de 1 a 1/2"	0.41	0.41 m
		<hr/> 2.774 m

$hr_1 = 3.8915 \text{ J/kg}$

para tubería de 3/4" galvanizado:

$D_i = 0.02093 \text{ m}$

$\bar{v} = 2.308 \text{ m/s}$

$Re = 55005$

$f = 0.0085$

Accesorios	Leq de c/u	Leq total
1.90 m de tubería		1.9 m
1 tuerca unión	0.366	0.366 m
1 cople	0.366	0.366 m
1 Te como codo de 90°	1.128	1.128 m
1 codo de 90°	0.427	0.427 m
1 reducción de 3/4 a 1/2"	0.17	0.17 m
		<hr/> 4.357 m

$hr_2 = 18.8513 \text{ J/kg}$

Para tubería de 1/2" de galvanizado:

$D_i = 0.0158 \text{ m}$

$\bar{v} = 4.051 \text{ m/s}$

$Re = 72881$

$f = 0.00837$

Accesorios	Leq de c/u	Leq total
0.52 m de tubería		0.52 m
1 válvula de compuerta	0.13	0.13 m
2 codos de 90°	0.293	0.586 m
		<hr/> 1.236 m

$hr_3 = 21.4904 \text{ J/kg}$

2) EN EL INTERCAMBIADOR:

$$T_e = 26 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_s = 41 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_m = \frac{(26+41)^\circ\text{C}}{2} = 33.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_{33.5^\circ\text{C}} = 994.54 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_{33.5^\circ\text{C}} = 0.7464 \times 10^{-3} \text{ kg/ms}$$

Para tubería equivalente del ánulo:

$$D_e = D_2 - D_1$$

$D_2 = 0.02665 \text{ m}$  diámetro interno del tubo externo

$D_1 = 0.0127 \text{ m}$  diámetro externo del tubo interno

$$D_e = 0.01395 \text{ m}$$

tomando el diámetro nominal más próximo para referencia de cálculos y longitudes equivalentes como el de 1/2" de acero galvanizado.

Para este caso la velocidad está dada por:

$$\bar{v} = \frac{\dot{m} / \rho}{A_2 - A_1} = \frac{4\dot{m}}{\rho \pi (D_2^2 - D_1^2)}$$

$$\bar{v} = 1.846 \text{ m/s}$$

$$Re = 34312$$

$$f = 0.00875$$

Accesorios	Leq de c/u	Leq total
12.9 m de tubería		12.9 m
11 T <sub>e</sub> como codo de 90°	0.701	7.711 m
5 tuercas unión	0.23	1.15 m
1 cople	0.23	0.23 m
1 reducción de 1 a 1/2"	0.18	0.18 m
		22.171 m

$$h_{r4} = 94.7787 \text{ J/kg}$$

Para tubería de 1/2" de galvanizado:

$$D_i = 0.0158 \text{ m}$$

$$\bar{v} = 4.06 \text{ m/s}$$

$$Re = 85474$$

$$f = 0.00837$$

Accesorios	Leq de c/u	Leq total
0.85 m de tubería		0.85 m
1 reducción de 1 a 1/2"	0.3	0.3 m
4 codos de 90°	0.293	1.172 m
1 válvula de compuerta	0.13	0.13 m
		<hr/>
		2.452 m

$$h_{fs} = 42.8221 \text{ J/kg}$$

Cálculo de pérdidas por fricción totales:

$$h_{fT} = 181.8345 \text{ J/kg}$$

Consideraciones:

$$P_1 = P_2 = 81810.1 \text{ N/m}^2$$

$$\rho_1 = 996.79 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_2 = 994.54 \text{ kg/m}^3$$

$$z_2 = 1 \text{ m}$$

$$z_1 = 0 \text{ m}$$

$$v_1 = 0$$

$$v_2 = 4.06 \text{ m/s}$$

sustituyendo datos en la ecuación de Bernoulli:

$$W = 193.844 \text{ J/kg}$$

$$P = 153.27 \text{ w} = 0.2055 \text{ hp}$$

La potencia teórica requerida para el sistema de agua fría es de:

$$P = 0.6851 \text{ hp}$$

La bomba usada es de 1 hp.

### 3-7 CONSTRUCCION DEL INTERCAMBIADOR

Ya determinadas las partes que integraran al intercambiador, así como los diámetros de tubos, tipo de tubo y accesorios a usar; se llevó a cabo la construcción del equipo en las instalaciones del taller de laboratorio de Ingeniería Química por parte de los autores, su construcción consistió en ensamblar primero cada uno de los 6 pasos que integran al aparato, posteriormente se acoplaron los 6 pasos construidos para dar cuerpo al intercambiador en sí, una vez armado se instaló en el lugar que ocupaba el anterior originalmente, ahí se conectó a la tubería de alimentación y descarga, se aisló con tela de fibra de vidrio y se pintó para darle el acabado final; toda la mano de obra requerida para la construcción, instalación, pruebas y arranque se llevó a cabo por los autores.

## CAPITULO IV

### ARRANQUE Y CORRIDAS EXPERIMENTALES

#### 4-1 FORMA DE OPERAR EL INTERCAMBIADOR

Ya con el intercambiador construido e instalado, podemos llevar a cabo una serie de corridas experimentales en las dos formas de operarlo; es decir en flujo a contracorriente y en paralelo, variamos en ambos casos los flujos de alimentación del agua fría y agua caliente, que es el fluido para el que fué diseñado el intercambiador de tubos concéntricos.

Estas corridas experimentales se llevaron a cabo por los autores, tomando datos de temperatura de entrada y salida de ambos fluidos, así como su gasto masa en forma indirecta, midiendo el tiempo de llenado en los tanques de descarga para un incremento de nivel determinado.

La forma de operar el intercambiador queda explicada de la siguiente manera:

- 1) Mediante el juego de válvulas establecer el modo de operar el intercambiador; contracorriente o paralelo.
- 2) Verificar el llenado de tanques de alimentación del agua fría y caliente.
- 3) Encender las bombas.
- 4) Esperar que el aparato se estabilice en sus variables.
- 5) Tomar lecturas de temperaturas de los fluidos a la entrada y salida.
- 6) Medir el tiempo relacionado con el flujo másico de los fluidos.
- 7) Realizar una modificación en la descarga del fluido seleccionado y repetir los pasos 4, 5, y 6 hasta obtener el número de datos deseados.
- 8) Desconectar las bombas.
- 9) Vaciar los tanques de descarga y preparar fluidos de alimentación para nueva serie de corridas.

Llevando a cabo estos pasos los datos obtenidos son los que se presentan en la hoja siguiente.

Con estos datos podemos obtener una variación de  $U_{exp.}$ ,  $U_{iteo.}$ , y su dependencia con respecto al gasto del fluido que se esta modificando, así como el error entre ambos valores y la eficiencia térmica del aparato.

**4-2 TABLA DE DATOS DE CORRIDAS EN EL INTERCAMBIADOR**

**FLUJO PARALELO CON VARIACION DEL AGUA FRIA**

No. COR	FLUIDO AGUA	T <sub>ent.</sub> °C	T <sub>sal.</sub> °C	GASTO kg/s	ρ sal. kg/m <sup>3</sup>
1	FRIA	27	42	0.5954	991.54
	CAL.	93	43	0.1869	991.15
2	FRIA	27.5	47.5	0.4146	989.26
	CAL.	93	49.5	0.1865	988.37
3	FRIA	27.5	55	0.2629	985.78
	CAL.	93	57	0.1858	984.79
4	FRIA	27.5	72	0.0765	976.58
	CAL.	93	74	0.1840	975.39

**FLUJO PARALELO CON VARIACION DEL AGUA CALIENTE**

No. COR	FLUIDO AGUA	T <sub>ent.</sub> °C	T <sub>sal.</sub> °C	GASTO kg/s	ρ sal. kg/m <sup>3</sup>
1	FRIA	25	41	0.5956	991.94
	CAL.	93	42	0.1871	991.54
2	FRIA	27	40	0.5958	992.32
	CAL.	93	41	0.1653	991.94
3	FRIA	27	31	0.5976	995.38
	CAL.	93	31.7	0.0382	995.16
4	FRIA	27	29.5	0.5979	995.82
	CAL.	93	30	0.0226	995.68

FLUJO A CONTRACORRIENTE CON VARIACION DEL AGUA FRIA

No. COR	FLUIDO AGUA	Tent. °C	Tsal. °C	GASTO kg/s	$\rho$ sal. kg/m <sup>3</sup>
1	FRIA	27.5	46	0.5944	989.9
	CAL.	93	34	0.1876	994.4
2	FRIA	27.5	54	0.3946	986.27
	CAL.	93	40	0.1873	992.32
3	FRIA	27.5	60	0.2885	983.26
	CAL.	93	44	0.1870	990.74
4	FRIA	27.5	83	0.0746	969.82
	CAL.	93	71	0.1844	977.16

FLUJO A CONTRACORRIENTE CON VARIACION DEL AGUA CALIENTE

No. COR	FLUIDO AGUA	Tent. °C	Tsal. °C	GASTO kg/s	$\rho$ sal. kg/m <sup>3</sup>
1	FRIA	28	46	0.5944	989.91
	CAL.	93	35	0.1876	994.10
2	FRIA	28	41	0.5956	991.94
	CAL.	93	32	0.1283	995.07
3	FRIA	28	37	0.5965	993.42
	CAL.	93	30	0.0748	995.70
4	FRIA	28	31	0.5977	995.38
	CAL.	93	28.5	0.0243	996.1

### 4-3 CALCULOS

Los cálculos a realizar son los siguientes:

a) Cálculo del calor ganado y cedido por el agua fría y caliente:

$$q_{cedido} = C_{pc} \dot{m}_c (T_{sc} - T_{ec}) \quad \text{ec. (4-1)}$$

$$q_{ganado} = C_{pf} \dot{m}_f (T_{sf} - T_{ef}) \quad \text{ec. (4-2)}$$

b) Cálculo del calor perdido:

$$q_{perdido} = q_{cedido} - q_{ganado} \quad \text{ec. (4-3)}$$

c) Eficiencia térmica del equipo:

$$e = \frac{q_{ganado}}{q_{cedido}} * 100 \quad \text{ec. (4-4)}$$

d) Cálculo de la temperatura media logarítmica según sea el caso, ecs. (2-21) ó (2-22):

$$\Delta T_L = \frac{(T_{ec} - T_{sf}) - (T_{sc} - T_{ef})}{\ln \left[ \frac{(T_{ec} - T_{sf})}{(T_{sc} - T_{ef})} \right]}$$

e) Cálculo del coeficiente global experimental:

$$U_{exp.} = \frac{q_{ganado}}{A_i \Delta T_L} \quad \text{ec. (4-5)}$$

en donde  $A_i = 0.46321 \text{m}^2$

f) Cálculo de  $h_i$ ,  $h_o$ , y  $T_w$ ; según la metodología de la sección 3-4:

1) Suponer  $T_w$

2) Evaluar la temperatura media del fluido que circula por el interior del tubo por medio de la ecuación 3-7:

$$T_i = \frac{T_{e1} + T_{s1}}{2}$$

3) Evaluar la caída global de temperatura por medio de la ec. 3-8:

$$\Delta T = \frac{T_{ec} + T_{sc}}{2} - \frac{T_{ef} + T_{sf}}{2}$$

4) Evaluar  $h_i$  por medio de la ecuación 2-1:

$$Nu = \frac{h_i D_1}{k} = 0.023 \left[ \frac{D_1 \bar{v} \rho}{\mu} \right]^{0.8} \left[ \frac{C_p \mu}{k} \right]^{0.3} \left[ \frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0.14}$$

5) Evaluar  $h_o$  por medio de la ecuación 2-6:

$$h_o = C_p G 0.029 \left[ \frac{\mu}{D_1 \bar{v} \rho} \right]^{0.2} \left[ \frac{k}{C_p \mu} \right]^{2/3} \left[ \frac{D_2}{D_1} \right]^{0.15} \left[ \frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0.14}$$

6) Evaluar la caída de temperatura a través del fluido interior, desde la pared del tubo hasta el centro del fluido. Usando la ecuación 3-9:

$$\Delta T_i = \frac{1/h_i}{\frac{1}{h_i} + \frac{D_1}{D_o h_o}} * \Delta T$$

7) Evaluar nuevamente  $\Delta T_i$  por medio de la ecuación 3-10:

$$\Delta T_i = T_c - T_w$$

8) Si los valores obtenidos en los pasos 6 y 7 son aproximadamente iguales, los valores  $T_w$ ,  $h_i$  y  $h_o$  son correctos, si esto no sucede es necesario suponer un nuevo valor de  $T_w$  y calcular nuevamente a partir del paso 5 hasta cumplir con la condición del paso 8.

g) Cálculo de  $U_i$  con la ecuación 2-8:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x_w D_1}{k D_m} + \frac{D_1}{D_o h_o} + R_D}$$

h) Cálculo del porcentaje de error (%) de  $U_{iexp.}$ , con respecto a  $U_{iteo.}$

$$E = \frac{U_{iteo} - U_{iexp}}{U_{iteo}} * 100 \quad \text{ec. (4-6)}$$

A manera de ejemplo, se muestra el desarrollo de los cálculos para la corrida No. 1 del caso en contracorriente con variación del agua fría.

a) Cálculo del calor ganado y cedido por el agua fría y caliente, ec. 4-1 y 4-2:

agua fría  
 $T_{ef}=27.5^{\circ}\text{C}$   
 $T_{sf}=46^{\circ}\text{C}$

agua caliente  
 $T_{ec}=93^{\circ}\text{C}$   
 $T_{sc}=34^{\circ}\text{C}$

$\dot{m}_f=0.5944 \text{ kg/s}$

$\dot{m}_c=0.1876 \text{ kg/s}$

$q_{\text{ganado}}=46 \text{ kJ/s}$

$q_{\text{cedido}}=-46.31 \text{ kJ/s}$

b) Cálculo del calor perdido ec. 4-3:

$q_{\text{perdido}}= 0.3012 \text{ kJ/s}$

c) Eficiencia térmica del equipo ec. 4-4:

$e=99.33\%$

d) Cálculo de la temperatura media logarítmica ec. 2-23:

$\Delta T_L= 20.47^{\circ}\text{C}$

e) Cálculo del coeficiente global experimental ec. 4-5:

$U_{\text{exp.}}=4.851 \text{ kJ/m}^2 \text{ s}^{\circ}\text{C}$

f) Cálculo de  $h_i$ ,  $h_o$  y  $T_w$ :

1) Suponiendo  $T_w=46.3^\circ\text{C}$

$$\mu_w=0.5878E^{-3}\text{kg/ms}$$

2)  $\bar{T}_c=63.5^\circ\text{C}$

$$\bar{T}_f=36.75^\circ\text{C}$$

3)  $\Delta\bar{T}=26.75^\circ\text{C}$

4) Cálculo de  $h_i$  con la ec. 2-1:

Propiedades del agua a  $63.5^\circ\text{C}$

$$\rho=981.39\text{ kg/m}^3$$

$$\mu=0.44499E^{-3}\text{ kg/ms}$$

$$k=6.644E^{-4}\text{ kJ/ms}^\circ\text{C}$$

$$C_p=4.184\text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$\bar{v}_c=1.86\text{ m/s}$$

despejando  $h_i$  y sustituyendo datos:

$$h_i=9.5712\text{ kJ/m}^2\text{ s}^\circ\text{C}$$

5) Cálculo de  $h_o$  ec. 2-6:

propiedades del agua a  $36.75^\circ\text{C}$

$$\rho=993.50\text{ kg/m}^3$$

$$\mu=0.6975E^{-3}\text{ kg/ms}$$

$$k=6.259E^{-4}\text{ kJ/ms}^\circ\text{C}$$

$$C_p=4.184\text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$G=1378.70\text{ kg/m}^2\text{ s}$$

$$\bar{v}_f = \frac{G}{\rho} = 1.387\text{ m/s}$$

sustituyendo valores en la ecuación:

$$h_o=9.0490\text{ kJ/m}^2\text{ s}^\circ\text{C}$$

6) Cálculo de  $\Delta T_i$  ec. 3-9:

$$\Delta T_i=13.70^\circ\text{C}$$

7) Cálculo de  $\Delta T_i$  ec. 3-10:

$$\Delta T_i=\bar{T}_c-T_w=(63.5-46.3)^\circ\text{C}=17.2^\circ\text{C}$$

8) Como  $\Delta T_i = 13.7$  no es igual a  $\Delta T_i = 17.2$

Los valores de  $h_i$ ,  $h_o$  y  $T_w$  no son los apropiados por lo tanto se volverá a suponer el valor de  $T_w$  y se repetirán los cálculos a partir del paso número 4) hasta que se cumpla con la condición.

Aplicando nuevamente el método anterior a nuestros datos:

1) Suponiendo  $T_w = 49.8^\circ\text{C}$   $\mu_w = 0.5527 \times 10^{-3} \text{ kg/ms}$

4) Cálculo de  $h_i$ :

Propiedades del agua a  $63.5^\circ\text{C}$

$\rho = 981.39 \text{ kg/m}^3$   
 $\mu = 0.44499 \times 10^{-3} \text{ kg/ms}$   
 $k = 6.6441 \times 10^{-4} \text{ kJ/ms}^\circ\text{C}$   
 $C_p = 4.184 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$   
 $\nu_c = 1.86 \text{ m/s}$

despejando  $h_i$  y sustituyendo datos:

$h_i = 9.651 \text{ kJ/m}^2\text{s}^\circ\text{C}$

5) Cálculo de  $h_o$ :

propiedades del agua a  $36.75^\circ\text{C}$

$\rho = 993.50 \text{ kg/m}^3$   
 $\mu = 0.6975 \times 10^{-3} \text{ kg/ms}$   
 $k = 6.259 \times 10^{-4} \text{ kJ/ms}^\circ\text{C}$   
 $C_p = 4.184 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$   
 $\nu_f = 1.387 \text{ m/s}$

sustituyendo valores en la ecuación:

$h_o = 9.134 \text{ kJ/m}^2\text{s}^\circ\text{C}$

6) Cálculo de  $\Delta T_i$ :

$\Delta T_i = 13.70^\circ\text{C}$

7) Cálculo de  $\Delta T_i$ :

$\Delta T_i = (63.5 - 49.8)^\circ\text{C} = 13.71^\circ\text{C}$

8) Como  $\Delta T_i = 13.7$  es aproximadamente igual a  $\Delta T_i = 13.71$

los valores de  $h_i$ ,  $h_o$  y  $T_w$  son apropiados.

$$h_i = 9.651 \text{ kJ/m}^2\text{s}^0\text{C}$$

$$h_o = 9.134 \text{ kJ/m}^2\text{s}^0\text{C}$$

$$T_w = 49.8 \text{ }^0\text{C}$$

h) Cálculo de  $U_i$  ec. 2-8:

$$D_m = \frac{D_o - D_i}{\ln D_o/D_i} = 0.01205\text{m}$$

$$x_w = \frac{D_o - D_i}{2} = 0.00063\text{m}$$

factor de ensuciamiento:  $R_D = 0.00086 \text{ m}^2\text{s}^0\text{C/kJ}$

sustituyendo datos en la ecuación para  $U_i$ :

$$U_i = 4.886 \text{ kJ/m}^2\text{s}^0\text{C}$$

i) Cálculo del porcentaje de error ec. 4-6:

$$\%E = 0.698$$

#### 4-4 TABLA DE RESULTADOS DE CORRIDAS EN EL INTERCAMBIADOR

Enseguida se presentan todos los resultados de las diferentes corridas, así como las gráficas de  $U_{iexp.}$ ,  $U_{iteo.}$ , con respecto al gasto.

##### FLUJO EN PARALELO CON VARIACION DE AGUA FRIA

No.	q ced.	q gan.	q per	e	$\Delta T_L$	$U_{iexp}$	$h_i$	$h_o$	$T_w$	$U_{i\ teo}$	E
COR	kJ/s			%	$^{\circ}C$	kJ/m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> °C			$^{\circ}C$	kJ/m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> °C	%
1	-39.09	37.36	1.732	95.6	15.5	5.199	9.950	9.004	51.2	4.929	5.48
2	-33.94	34.69	-0.75	102.2	18.2	4.115	10.27	6.990	56.7	4.375	5.96
3	-27.98	30.24	-2.26	108.1	18.2	3.587	10.63	5.066	63.3	3.648	1.66
4	-14.62	14.24	0.383	97.3	18.2	1.689	11.39	2.063	77.8	1.899	11.1

##### FLUJO EN PARALELO CON VARIACION DE AGUA CALIENTE

No.	q ced.	q gan.	q per	e	$\Delta T_L$	$U_{iexp}$	$h_i$	$h_o$	$T_w$	$U_{i\ teo}$	E
COR	kJ/s			%	$^{\circ}C$	kJ/m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> °C			$^{\circ}C$	kJ/m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> °C	%
1	-39.92	39.87	0.052	99.86	15.8	5.420	9.905	8.879	50.3	4.884	10.98
2	-35.96	32.40	3.550	90.10	15.5	4.509	8.922	8.899	49.4	4.637	2.76
3	-9.79	10.001	-0.20	102.1	14.3	1.503	2.591	8.314	36.1	2.013	25.35
4	-5.95	6.25	-0.29	104.1	13.4	1.006	1.679	8.198	33.4	1.413	28.78

##### FLUJO A CONTRACORRIENTE CON VARIACION DE AGUA FRIA

No.	q ced.	q gan.	q per	e	$\Delta T_L$	$U_{iexp}$	$h_i$	$h_o$	$T_w$	$U_{i\ teo}$	E
COR	kJ/s			%	$^{\circ}C$	kJ/m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> °C			$^{\circ}C$	kJ/m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> °C	%
1	-46.31	46.00	0.301	99.5	20.4	4.851	9.651	9.134	49.8	4.886	0.698
2	-41.53	43.75	-2.21	105.3	23.2	4.055	9.962	6.865	55.3	4.275	5.14
3	-38.33	39.23	-0.89	102.3	23.8	3.550	10.16	5.510	59.2	3.787	6.04
4	-16.97	17.32	-0.35	102.1	22.7	1.641	11.31	2.097	77.4	1.923	14.67

##### FLUJO A CONTRACORRIENTE CON VARIACION DE AGUA CALIENTE

No.	q ced.	q gan.	q per	e	$\Delta T_L$	$U_{iexp}$	$h_i$	$h_o$	$T_w$	$U_{i\ teo}$	E
COR	kJ/s			%	$^{\circ}C$	kJ/m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> °C			$^{\circ}C$	kJ/m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> °C	%
1	-45.52	44.76	0.76	98.3	21.0	4.600	9.693	9.150	50.2	4.903	6.17
2	-32.74	32.39	0.349	98.9	18.7	3.737	7.011	8.899	46.1	4.062	7.99
3	-19.71	22.46	-2.74	113.9	16.2	2.992	4.472	8.671	41.7	3.032	1.31
4	-6.557	7.502	-0.94	114.4	12.7	1.269	1.775	8.310	34.5	1.484	14.46

**4-5 RESULTADOS A GRAFICAR DE COEFICIENTE GLOBAL vs. GASTO**

**FLUJO PARALELO**

**CON VARIACION DE AGUA FRIA**

GASTO kg/s	Uiteo. kJ/m <sup>2</sup> s <sup>0</sup> C	Uexp. kJ/m <sup>2</sup> s <sup>0</sup> C
0.0765	1.899	1.689
0.2629	3.648	3.587
0.4146	4.375	4.115
0.5954	4.929	5.199

manteniendo gasto promedio de agua caliente=0.18575kg/s

**CON VARIACION DE AGUA CALIENTE**

GASTO kg/s	Uiteo. kJ/m <sup>2</sup> s <sup>0</sup> C	Uexp. kJ/m <sup>2</sup> s <sup>0</sup> C
0.0226	1.413	1.006
0.0382	2.013	1.503
0.1653	4.637	4.509
0.1871	4.884	5.421

manteniendo gasto promedio de agua fria=0.59672 kg/s

**FLUJO A CONTRACORRIENTE**

**CON VARIACION DE AGUA FRIA**

GASTO kg/s	Uiteo. kJ/m <sup>2</sup> s <sup>0</sup> C	Uexp. kJ/m <sup>2</sup> s <sup>0</sup> C
0.0746	1.923	1.641
0.2885	3.787	3.550
0.3946	4.275	4.055
0.5944	4.886	4.851

manteniendo gasto promedio de agua caliente=0.18657 kg/s

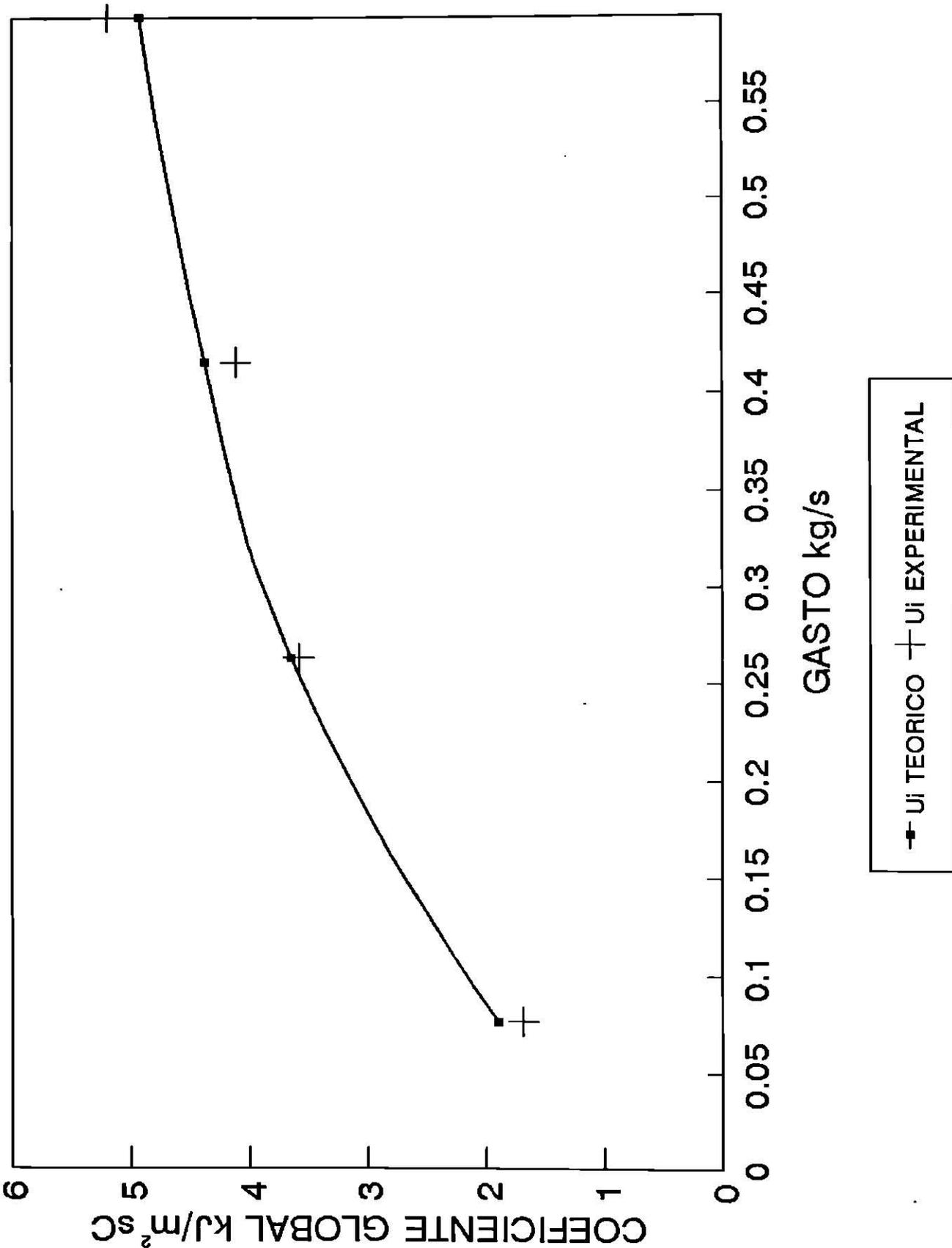
**CON VARIACION DE AGUA CALIENTE**

GASTO kg/s	Uiteo. kJ/m <sup>2</sup> s <sup>0</sup> C	Uexp. kJ/m <sup>2</sup> s <sup>0</sup> C
0.0243	1.484	1.269
0.0748	3.032	2.992
0.1283	4.062	3.737
0.1876	4.903	4.600

manteniendo gasto promedio de agua fria=0.59605 kg/s

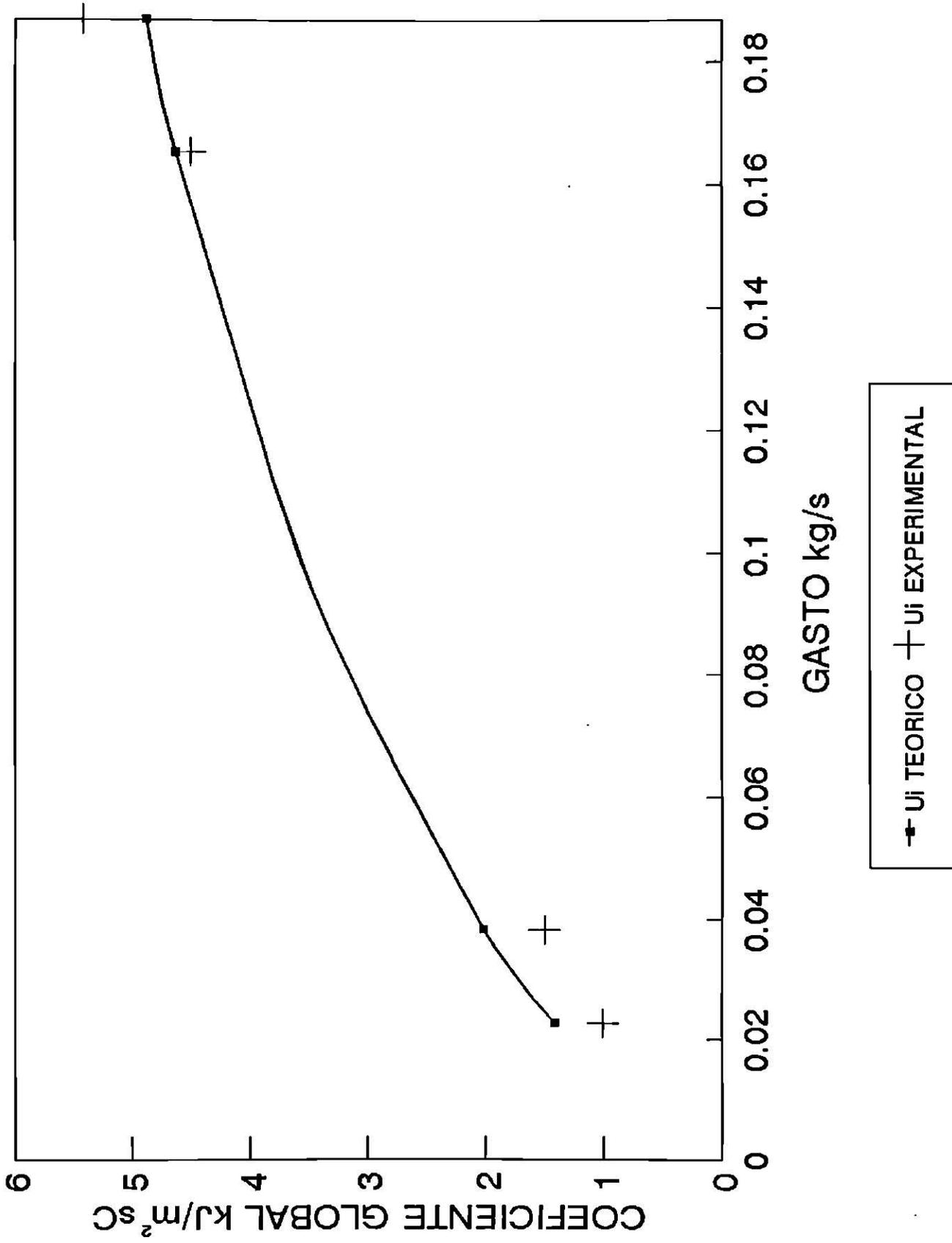
# GRAFICA DE U<sub>i</sub> vs. GASTO

FLUJO PARALELO CON VARIACION DE AGUA FRIA



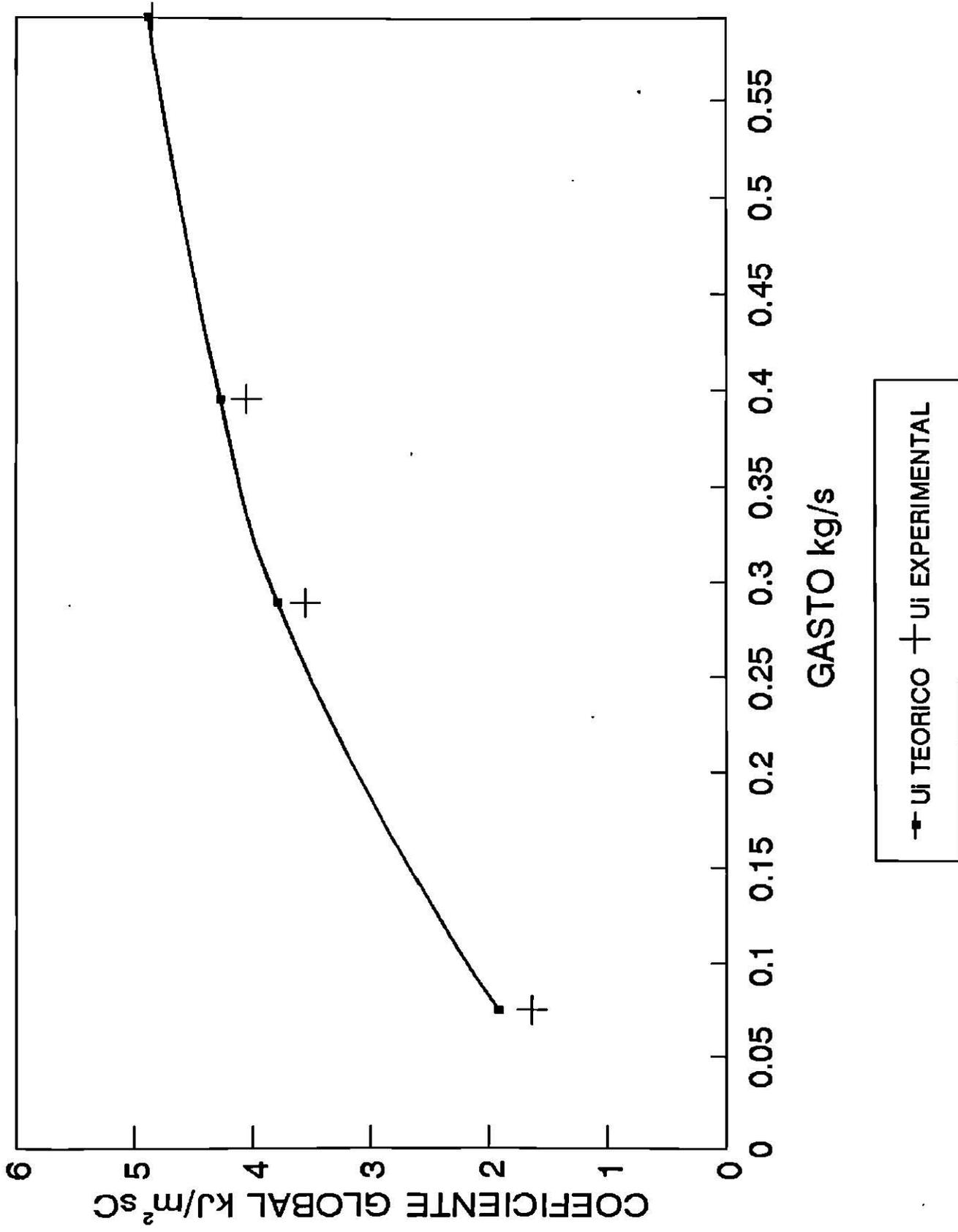
# GRAFICA DE U<sub>i</sub> VS. GASTO

FLUJO PARALELO CON VARIACION DE AGUA CALIENTE



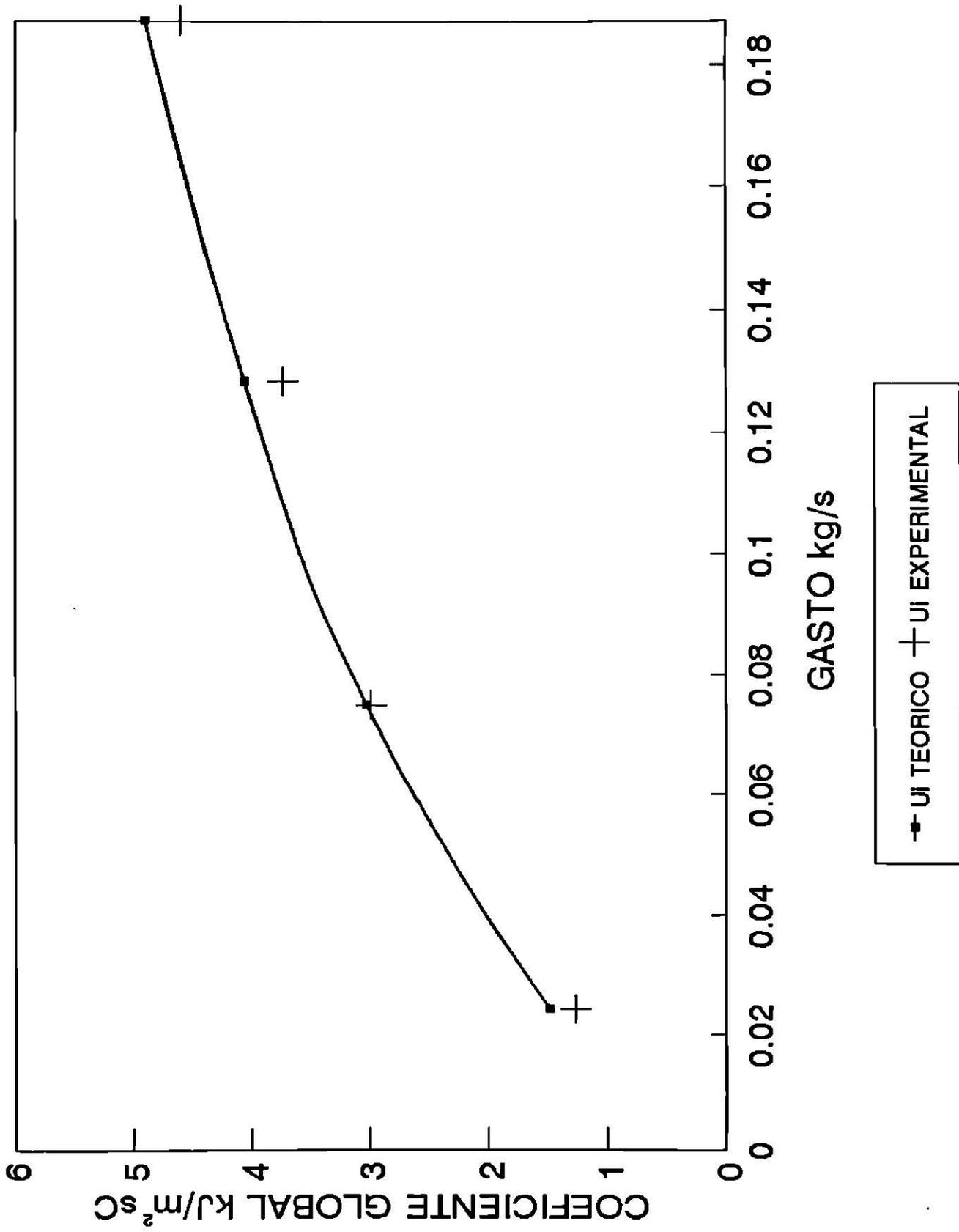
# GRAFICA DE U<sub>i</sub> vs. GASTO

FLUJO A CONTRACORRIENTE CON VARIACION DE AGUA FRIA



# GRAFICA DE $U_i$ vs. GASTO

FLUJO A CONTRACORRIENTE CON VARIACION DE AGUA CALIENTE



#### 4-6 ANALISIS DE RESULTADOS

En general el aparato tiene una eficiencia térmica mayor al 90%, existen algunos valores mayores de más del 100%, lo cual no es lógico, pero sin embargo esto se explica, ya que las mediciones que se realizan no son muy precisas pues se efectúan con aparatos de poca resolución. La variación de  $U_{iteo.}$ , y  $U_{iexp.}$ , con respecto al gasto que se esta variando, es que hay una disminución del valor de ambos al bajar el flujo y viceversa; no se presenta en forma proporcionada, pero si indica la dependencia del volumen manejado en los fluidos de trabajo. Esto lo podemos traducir en que la turbulencia influye para la velocidad de transferencia de calor en el aparato, más sin embargo no demerita la función del mismo.

Como se podia esperar la mejor forma de operar el intercambiador es en contracorriente, ya que la temperatura media logarítmica es la parte representativa a lo largo del intercambiador de calor y es la que determina el comportamiento del mismo.

## CAPITULO V

### PRACTICA

Como ya se mencionó, el intercambiador anterior de doble tubo contaba con una práctica experimental en el laboratorio de Ingeniería Química con la siguiente secuencia:

- I.- OBJETIVO
- II.- CONSIDERACIONES TEORICAS
- III.- EQUIPO UTILIZADO
- IV.- DATOS NECESARIOS
- V.- PROCEDIMIENTO
- VI.- CALCULOS
- VII.- PRESENTACION DE RESULTADOS
- VIII.-NOMENCLATURA
- IX.- GUIA DE ESTUDIOS
- X.- BIBLIOGRAFIA

En la proposición de la práctica presente se respeta esta secuencia; pero existirán modificaciones y/o agregados para su aplicación al nuevo equipo.

## 5-1 PRACTICA EN EL INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO

### I.- OBJETIVO:

Determinar teórica y experimentalmente el coeficiente global de transferencia de calor en el intercambiador.

Su comportamiento con respecto al flujo manejado y forma de operar el aparato , así como el estudio y comparación de la eficiencia térmica del mismo.

### II.- CONSIDERACIONES TEORICAS:

La imagen industrial de este aparato es el intercambiador de doble tubo que se muestra en la fig. 2-1.

Las partes principales son: dos juegos de tubos concéntricos, dos tees conectoras, un cabezal de retorno y un codo en U.

El intercambiador de doble tubo es extremadamente útil, ya que es fácil de ensamblar, proporcionando superficies de transferencia de calor a bajo costo. La principal desventaja en el uso de los intercambiadores de doble tubo es la pequeña superficie de transferencia de calor, por lo que requieren de varios pasos ocupando así demasiado espacio. Además el tiempo y gastos requeridos para desarmarlos y hacerle limpieza periódica son prohibitivos comparados con otro tipo de equipos. Sin embargo los intercambiadores de este tipo encuentran su uso principal en donde la superficie total de transferencia requerida es pequeña (9 a 18 m<sup>2</sup> o menos).

### III.-EQUIPO UTILIZADO:

El equipo es un intercambiador de doble tubo de 6 pasos con una longitud por paso de 2.15 m, la tubería interna es de cobre rígido diámetro nominal de 3/8", el tubo externo es acero galvanizado de 1" de diámetro nominal.

Para la alimentación de los fluidos interno y externo se cuenta con un tanque de 200 lts. respectivamente, donde el fluido interno (agua caliente), se calienta por medio de un distribuidor de vapor en forma de cruz. Para la descarga de los fluidos también hay dos tanques de 200 lts. con indicador de nivel cada uno.

El trabajo requerido para mover el fluido interno es proporcionado por una bomba centrífuga de 1/4 hp., y de 1 hp. para el fluido externo. A la entrada y salida de cada uno de los fluidos, hay un termómetro bimetálico con escala de 0 a 100<sup>o</sup>C, para tomar la temperatura correspondiente.

### IV.- DATOS NECESARIOS:

#### a) DATOS CONOCIDOS:

El fluido interno es agua caliente.

El fluido externo es agua fría.

Tubo interno de cobre rígido de 3/8".  
Tubo externo acero galvanizado de 1" ced. 40.  
Longitud total del intercambiador, 12.9 m.

*b) DATOS QUE SE DEBERAN OBTENER:*

Gasto volumétricos para cada caso, midiendo un cambio de nivel con respecto al tiempo. Temperatura a la entrada y salida de ambas corrientes.

V.- PROCEDIMIENTO:

- a) Verificar que todas las válvulas estén cerradas.
- b) Encender la caldera.
- c) Hacer funcionar la bomba del aljibe.
- d) Llenar los tanques de alimentación de agua caliente y fría, hasta un nivel que se tratará de mantener constante.
- e) Abrir la válvula de vapor al distribuidor de cruz del tanque para agua caliente hasta la ebullición de la misma.
- f) Alinear las válvulas para el paso del agua fría desde el tanque de alimentación, hasta el tanque receptor y hacer funcionar la bomba que corresponda.
- g) Hacer lo mismo para el agua caliente.
- h) Mantener constantes los flujos de las dos corrientes, tratando de mantener constante el nivel de los dos tanques de alimentación.
- i) Esperar a estabilizar el sistema, hasta lograr régimen permanente (las variables permanecen constantes). Durante este tiempo, el agua de los tanques receptores se podrá tirar al drenaje.
- j) Por medio de los termómetros respectivos y cuando se ha alcanzado el régimen permanente, anotar las temperaturas del sistema; así mismo se medirán los gastos de ambas corrientes.
- k) Sin cambiar la forma de operar el intercambiador, variar el flujo del agua caliente (cerrar la válvula de descarga) y repetir pasos i) y j) tomando como mínimo 4 lecturas.

- l) Ahora dentro de la misma forma de operar del inciso k), variar el flujo del agua fría y mantener totalmente abierto el flujo para el agua caliente repitiendo i) y j) tomando como mínimo 4 lecturas.
- m) La secuencia de los pasos f) a l) deberá hacerse con el equipo operando a contracorriente y en paralelo, obteniendo 4 listas de datos para los siguientes casos:
  - 1.- Contracorriente variando agua caliente.
  - 2.- Contracorriente variando agua fría.
  - 3.- Paralelo variando agua caliente.
  - 4.- Paralelo variando agua fría.
- n) Parar el suministro de vapor al tanque.
- o) Parar el suministro de agua caliente al intercambiador.
- p) Una vez que las temperaturas del sistema hayan descendido, parar el suministro de agua fría.
- q) Descargar el agua de los tanques al drenaje.

#### VI.- CALCULOS:

- a) Gasto masa del agua caliente y del agua fría.
- b) Calores ganado y cedido por el agua fría y el agua caliente ecs. 4-4 y 4-2.
- c) Calor perdido ec. 4-3.
- d) Eficiencia térmica del equipo ec. 4-4.
- e) Temperatura media logarítmica ec. 2-21 ó 2-22.
- f) Coeficiente global experimental ec. 4-5.
- g) Evaluación de  $h_i$ ,  $h_o$  y  $T_w$ .

#### Procedimiento:

- 1.-Suponer un valor de  $T_w$ .
- 2.-Evaluar la temperatura media del fluido que circula por el interior del tubo por medio de la ec. 3-7.
- 3.-Evaluar la caída global de la temperatura por medio de la ec. 3-8.

- 4.-Evaluar  $h_i$  por medio de la ec 2-1:
  - 5.-Evaluar  $h_o$  por medio de la ec. 2-6. Recordar que en dicha ec.  $D_i$  y  $D_o$  representan los diámetros interno y externo de la zona anular
  - 6.-Evaluar la caída de temperatura a través del fluido interior, desde la pared del tubo hasta el centro del fluido, utilizar la ec. 3-9
  - 7.-Evaluar nuevamente  $d\Delta T_i$  por medio de la ec. 3-10.
  - 8.-Si los valores obtenidos en los pasos 6 y 7 son aproximadamente iguales, los valores de  $T_w$ ,  $h_i$ ,  $h_o$  encontrados son correctos; si no es así, es necesario suponer un nuevo valor de  $T_w$  y repetir los cálculos, hasta que se cumpla con la condición anterior.
- h) Cálculo del coeficiente global teórico con la ec. 2-8.
  - i) Cálculo del porcentaje de error con la ec. 4-6.
  - j) Eficiencia de calentamiento y enfriamiento del intercambiador por medio de las siguientes ecs.:

$$\eta_{\text{calentamiento}} = \frac{T_{sf} - T_{ef}}{T_{ec} - T_{ef}} \quad \text{ec. (5-1)}$$

$$\eta_{\text{enfriamiento}} = \frac{T_{ec} - T_{sc}}{T_{ec} - T_{ef}} \quad \text{ec. (5-2)}$$

- k) Graficar todos los datos en contracorriente en un solo cuadrante.
- l) Graficar todos los datos en paralelo en un solo cuadrante.
- m) Discutir sobre el efecto de variar el flujo en ambos casos y explicar porqué.
- n) Comparar el funcionamiento del equipo para ambos sistemas, mencionando cual es la más eficiente y porqué.

VII.-PRESENTACION DE RESULTADOS:

a) Construir una tabla comparativa de resultados para todos los sistemas.

b) Los resultados de reportarán en las sigs. unidades:

-Gasto masa (=) kg/s

-Calor (=) kJ/s

-Coeficientes de transmisión de calor (=)  $\text{kJ/m}^2\text{s}^0\text{C}$

VIII.-NOMENCLATURA:

$U_o$  Coeficiente global basado en la superficie externa del tubo en,  $\text{kJ/m}^2\text{s}^0\text{C}$ .

$U_i$  Coeficiente global basado en la superficie interna del tubo,  $\text{kJ/m}^2\text{s}^0\text{C}$ .

$D_2$  Diámetro externo del tubo, m.

$D_1$  Diámetro interno del tubo, m.

$h_o$  Coeficiente individual externo,  $\text{kJ/m}^2\text{s}^0\text{C}$ .

$h_i$  Coeficiente individual interno,  $\text{kJ/m}^2\text{s}^0\text{C}$ .

$x_w$  Espesor de la pared, m.

$k$  Conductividad calorica del metal de los tubos,  $\text{kJ/ms}^0\text{C}$ .

$\bar{D}_m$  Diámetro medio logarítmico del tubo, m.

$D_e$  Diámetro equivalente, m.

$Nu$  Número de Nusselt, adimensional.

$Re$  Número de Reynolds, adimensional.

$Pr$  Número de Prandtl, adimensional.

$C_p$  Calor específico,  $\text{kJ/kg}^0\text{C}$ .

$G$  Velocidad másica,  $\text{kg/m}^2\text{s}$ .

$\mu$  Viscocidad,  $\text{kg/ms}$ .

$\mu_w$  Viscocidad de pared,  $\text{kg/ms}$ .

$D_i$  Diámetro interno del tubo interno, m.

$D_o$  Diámetro externo del tubo interno, m.  
 $R_D$  Factor de ensuciamiento,  $m^2 s^0 C/kJ$ .  
 $U$  Coeficiente global de transferencia de calor,  $kJ/m^2 s^0 C$ .  
 $q$  Flujo de calor,  $kJ/s$ .  
 $A$  Area de superficie para la transferencia de calor,  $m^2$ .  
 $\Delta T_L$  Diferencia de temperatura media logarítmica,  $^0 C$ .  
 $\dot{m}_c$  Gasto masa del agua caliente,  $kg/s$ .  
 $T_{sc}$  Temperatura de salida del agua caliente,  $^0 C$ .  
 $T_{ec}$  Temperatura de entrada del agua caliente,  $^0 C$ .  
 $\dot{m}_f$  Gasto masa del agua fría,  $kg/s$ .  
 $T_{ef}$  Temperatura de entrada del agua fría,  $^0 C$ .  
 $T_{sf}$  Temperatura de salida del agua caliente,  $^0 C$ .  
 $\bar{v}_c$  Velocidad media del agua caliente,  $m/s$ .  
 $\bar{v}_f$  Velocidad media del agua fría,  $m/s$ .  
 $\rho$  Densidad del agua,  $kg/m^3$ .  
 $T_w$  Temperatura de la pared que está en contacto con el fluido,  $^0 C$ .  
 $\bar{T}_c$  Temperatura media del fluido caliente,  $^0 C$ .  
 $\bar{T}_f$  Temperatura media del fluido frío,  $^0 C$ .  
 $\Delta T$  Caída global de la temperatura,  $^0 C$ .  
 $\Delta T_i$  Caída de temperatura a través del fluido interior,  $^0 C$ .  
 $e$  Eficiencia térmica del equipo, %.  
 $U_{exp}$  Coeficiente global experimental,  $kJ/m^2 s^0 C$ .  
 $E$  Porcentaje de error, con respecto a  $U_i$  teórico y experimental, %.

$\eta$  Eficiencia de calentamiento o enfriamiento del intercambiador, adimensional.

#### IX.-GUIA DE ESTUDIOS:

- 1.- Mencione los mecanismos en virtud de los cuales fluye el calor; explique en que consisten y diga que ecuaciones se emplean para cada uno de ellos.
- 2.- Indicar como se define el equipo para transferencia de calor.
- 3.- Indique graficamente las variaciones de temperatura de los fluidos a través de un intercambiador cuando se trabaja a) contracorriente b) corriente paralelo. Indicar cuales son los acercamientos y los intervalos.
- 4.- Desarrollar un balance global de entalpía.
- 5.- Indicar que significa el coeficiente global de transmisión de calor; cual es la ecuación que lo define; que unidades tiene y el porque se utiliza practicamente.
- 6.- Definir cuales son las resistencias que la fuerza impulsora debe vencer para que exista flujo de calor.
- 7.- Definir los coeficientes individuales de transmisión de calor.
- 8.- A partir de los coeficientes individuales de transmisión de calor y de la resistencia de la pared del tubo, deducir la ecuación para la determinación teórica del coeficiente global de transmisión de calor. Indicar la diferencia entre  $U_i$  y  $U_o$ .
- 9.- Indicar las partes principales de un intercambiador de doble tubo.
- 10.- Mencionar las ventajas y desventajas de un intercambiador de doble tubo.
- 11.- Enunciar las ecuaciones por medio de las cuales se calculan los coeficientes individuales de transmisión de calor en el intercambiador de doble tubo.
- 12.- Explicar el uso de la gráfica del factor de Colburn.
- 13.- Indicar que influencia tiene la relación  $L/D$  en la transferencia de calor.
- 14.- Indicar como se calcula el área de transferencia de un intercambiador de calor de doble tubo.
- 15.- Indicar cuál es la diferencia entre eficiencia térmica y eficiencia de un intercambiador.

#### X.-BIBLIOGRAFIA SUGERIDA:

Manual de prácticas de Laboratorio de Ingeniería Química. "Area de transferencia de calor". Ing. Ramos Rada Alfonso con la colaboración de Ing. Ruiz Castillo Maria Guadalupe., 1a. Ed., Taller de Impresión de Escuela del Habitat, México, 1986.

## CAPITULO VI

### CONCLUSIONES

La transferencia de calor en fluidos, dentro de la industria es un proceso muy importante, ya que por medio de él se efectúan o dependen muchos procesos, desde el enfriamiento o calentamiento de agua, hasta la preparación térmica de fluidos para una reacción específica. De este tema se encarga el diseño de intercambiadores de calor; con la ayuda de ecuaciones de transferencia de calor y determinando las necesidades del proceso, se puede diseñar y construir el mejor aparato; dependiendo de las posibilidades económicas, técnicas y de espacio en la empresa.

El intercambiador de tubos concéntricos es un aparato, relativamente económico y de fácil construcción para necesidades de mediana escala.

En su diseño sólo se necesitan datos de los fluidos a manejar, gasto masa y temperaturas deseadas. Las ecuaciones y las consideraciones hechas, así como el uso de las ecuaciones recomendadas en la teoría, se mostraron resultados muy satisfactorios; para el cumplimiento de los objetivos planteados.

- 1) Se diseñó con bases teóricas el intercambiador de doble tubo, basándose en las condiciones de flujo y espacio existentes anteriormente, obteniendo un aparato apropiado para la realización de las prácticas correspondientes al equipo, con todas las instalaciones y accesorios para un trabajo experimental.
- 2) Al sustituir los materiales de construcción se consideró la corrosión e incrustaciones, y donde afecta más; por ello el material del tubo interno es de cobre rígido, con una gran resistencia a la corrosión, así como su carácter de tubo liso, presenta bajo nivel de incrustaciones al paso del tiempo. El material del tubo externo se instaló de acero galvanizado el que es de una mediana resistencia a la corrosión e incrustaciones; pero para fines de transferencia de calor en el equipo no influyen por estar fuera de la zona de importancia para el flujo de calor.

El nivel de turbulencia se mejoró tanto en la zona anular, como en el flujo interior, logrando  $Re=34,000$  y  $Re=47,000$  respectivamente lo cual equivale a un 70% más con relación al equipo anterior.

3) Como se puede observar en la tabla 4-4 página 47, los resultados experimentales y teóricos con respecto al coeficiente global presentan una adecuada semejanza, con errores menores al 10 %, esto para las condiciones de operación en las cuales fué calculado el equipo (corrida número uno para todos los casos).

El valor de  $U_i$  se elevó en un 40%, obteniendo valores experimentales cercanos a  $5 \text{ kJ/m}^2\text{s}^0\text{C}$ . Así también la eficiencia del equipo es mayor al 95% en las distintas formas de operación.

4) La práctica propuesta respeta las bases del equipo original, su teoría y objetivos, pero además se propone nuevos objetivos para explorar el comportamiento del equipo en otras condiciones de trabajo, el manejo más intenso del equipo por el alumno y el trabajo teórico requerido para obtener información comparativa del intercambiador. Lo cual ayuda al alumno a poseer equilibrio entre la teoría de la transferencia de calor y el manejo de un intercambiador de calor.

Con estos resultados el objetivo principal del trabajo se cumple, al aplicar la teoría del área de transferencia de calor, al diseño construcción y uso del intercambiador de tubos concéntricos. Con la satisfacción de que es un equipo aplicado a la enseñanza de las nuevas generaciones en nuestra Facultad.

A P E N D I C E    A

°F	°C	$c_p$ , kJ/kg·°C	$\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	$\mu$ , kg/m·s	$k$ , W/m·°C	Pr	$\frac{g\beta\rho^2c_p}{\mu k}$ , 1/m <sup>3</sup> ·°C
32	0	4.225	999.8	$1.79 \times 10^{-3}$	0.566	13.25	$1.91 \times 10^9$
40	4.44	4.208	999.8	1.55	0.575	11.35	$6.34 \times 10^9$
50	10	4.195	999.2	1.31	0.585	9.40	$1.08 \times 10^{10}$
60	15.56	4.186	998.6	1.12	0.595	7.88	$1.46 \times 10^{10}$
70	21.11	4.179	997.4	$9.8 \times 10^{-4}$	0.604	6.78	$1.91 \times 10^{10}$
80	26.67	4.179	995.8	8.6	0.614	5.85	$2.48 \times 10^{10}$
90	32.22	4.174	994.9	7.65	0.623	5.12	$3.3 \times 10^{10}$
100	37.78	4.174	993.0	6.82	0.630	4.53	$4.19 \times 10^{10}$
110	43.33	4.174	990.6	6.16	0.637	4.04	$4.89 \times 10^{10}$
120	48.89	4.174	988.8	5.62	0.644	3.64	$5.66 \times 10^{10}$
130	54.44	4.179	985.7	5.13	0.649	3.30	$6.48 \times 10^{10}$
140	60	4.179	983.3	4.71	0.654	3.01	$7.62 \times 10^{10}$
150	65.55	4.183	980.3	4.3	0.659	2.73	$8.84 \times 10^{10}$
160	71.11	4.186	977.3	4.01	0.665	2.53	$9.85 \times 10^{10}$
170	76.67	4.191	973.7	3.72	0.668	2.33	$1.09 \times 10^{11}$
180	82.22	4.195	970.2	3.47	0.673	2.16	
190	87.78	4.199	966.7	3.27	0.675	2.03	
200	93.33	4.204	963.2	3.06	0.678	1.90	
220	104.4	4.216	955.1	2.67	0.684	1.66	
240	115.6	4.229	946.7	2.44	0.685	1.51	
260	126.7	4.250	937.2	2.19	0.685	1.36	
280	137.8	4.271	928.1	1.98	0.685	1.24	
300	148.9	4.296	918.0	1.86	0.684	1.17	
350	176.7	4.371	890.4	1.57	0.677	1.02	
400	204.4	4.467	859.4	1.36	0.665	1.00	
450	232.2	4.585	825.7	1.20	0.646	0.85	
500	260	4.731	785.2	1.07	0.616	0.83	
550	287.7	5.024	735.5	$9.51 \times 10^{-5}$			
600	315.6	5.703	678.7	8.68			

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

tabla A-1    PROPIEDADES DEL AGUA LIQUIDA

Tamaño nominal de la tubería (plg)	Diámetro externo (plg)	No. de Hata	Espesor de la pared (plg)	Diámetro interno (plg)	Área de la sección transversal interna (plg <sup>2</sup> )	Circunferencia (pie) o superficie (pie <sup>2</sup> ) por unidad (pie) de longitud		Capacidad a una velocidad de 1 pie/seg	
						Exterior	Interior	gal de E.U.A./min	Agua (lb <sub>m</sub> /hr)
½	0.405	40	0.068	0.269	0.00040	0.106	0.0705	0.179	89.5
		80	0.095	0.215	0.00025	0.106	0.0563	0.113	56.5
¾	0.540	40	0.088	0.364	0.00072	0.141	0.095	0.323	161.5
		80	0.119	0.302	0.00050	0.141	0.079	0.224	112.0
1	0.675	40	0.091	0.493	0.00133	0.177	0.129	0.596	298.0
		80	0.126	0.423	0.00098	0.177	0.111	0.440	220.0
1 ¼	0.840	40	0.109	0.622	0.00211	0.220	0.163	0.945	472.0
		80	0.147	0.546	0.00163	0.220	0.143	0.730	365.0
1 ½	1.050	40	0.113	0.824	0.00371	0.275	0.216	1.665	832.5
		80	0.154	0.742	0.00300	0.275	0.194	1.345	672.5
2	1.315	40	0.133	1.049	0.00600	0.344	0.275	2.690	1,345
		80	0.179	0.957	0.00499	0.344	0.250	2.240	1,120
2 ¼	1.660	40	0.140	1.380	0.01040	0.435	0.361	4.57	2,285
		80	0.191	1.278	0.00891	0.435	0.335	3.99	1,995
2 ½	1.900	40	0.145	1.610	0.01414	0.497	0.421	6.34	3,170
		80	0.200	1.500	0.01225	0.497	0.393	5.49	2,745
3	2.375	40	0.154	2.067	0.02330	0.622	0.541	10.45	5,225
		80	0.218	1.939	0.02050	0.622	0.508	9.20	4,600
3 ½	2.875	40	0.203	2.469	0.03322	0.753	0.647	14.92	7,460
		80	0.276	2.323	0.02942	0.753	0.608	13.20	6,600
4	3.500	40	0.216	3.068	0.05130	0.916	0.803	23.00	11,500
		80	0.300	2.900	0.04587	0.916	0.759	20.55	10,275
4 ½	4.000	40	0.226	3.548	0.06870	1.047	0.929	30.80	15,400
		80	0.318	3.364	0.06170	1.047	0.881	27.70	13,850
5	4.500	40	0.237	4.026	0.08840	1.178	1.054	39.6	19,800
		80	0.337	3.826	0.07986	1.178	1.002	35.8	17,900
6	5.563	40	0.258	5.047	0.1390	1.456	1.321	62.3	31,150
		80	0.375	4.813	0.1263	1.456	1.260	57.7	28,850
8	6.625	40	0.280	6.065	0.2006	1.734	1.588	90.0	45,000
		80	0.432	5.761	0.1810	1.734	1.508	81.1	40,550
10	8.625	40	0.322	7.981	0.3474	2.258	2.089	155.7	77,850
		80	0.500	7.625	0.3171	2.258	1.996	142.3	71,150

Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2d. Ed.  
New York, 1949.

tabla A-2 DIMENSIONES DE LOS TUBOS DE ACERO NORMALES

Metal	Propiedades 20 °C				Conductividad térmica k, W/m. °C									
	$\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	$C_p$ , kJ/ kg·°C	$k$ , W/ m·°C	$\alpha$ , m <sup>2</sup> /s $\times 10^6$	-100 °C -148 °F	0 °C 32 °F	100 °C 212 °F	200 °C 392 °F	300 °C 572 °F	400 °C 752 °F	600 °C 1112 °F	800 °C 1472 °F	1000 °C 1832 °F	1200 °C 2192 °F
40%	8 169	0.46	10	0.279										
80%	8 618	0.46	35	0.872										
Invar 36% Ni	8 137	0.46	10.7	0.286										
Acero al cromo														
Cr = 0%	7 897	0.452	73	2.026	87	73	67	62	55	48	40	36	35	36
1%	7 865	0.46	61	1.665		62	55	52	47	42	36	33	33	
5%	7 833	0.46	40	1.110		40	38	36	36	33	29	29	29	
20%	7 689	0.46	22	0.635		22	22	22	22	24	24	26	29	
Cr-Ni (cromo níquel): 15% Cr, 10% Ni	7 865	0.46	19	0.527										
18% Cr, 8% Ni (V2A)	7 817	0.46	16.3	0.444		16.3	17	17	19	19	22	27	31	
20% Cr, 15% Ni	7 833	0.46	15.1	0.415										
25% Cr, 20% Ni	7 865	0.46	12.8	0.361										
Acero de Tungsteno														
W = 0%	7 897	0.452	73	2.026										
1%	7 913	0.448	66	1.858										
5%	8 073	0.435	54	1.525										
10%	8 314	0.419	48	1.391										
Cobre: Puro	8 954	0.3831	386	11.234	407	386	379	374	369	363	353			
Bronce aluminico 95% Cu, 5% Al	8 666	0.410	83	2.330										

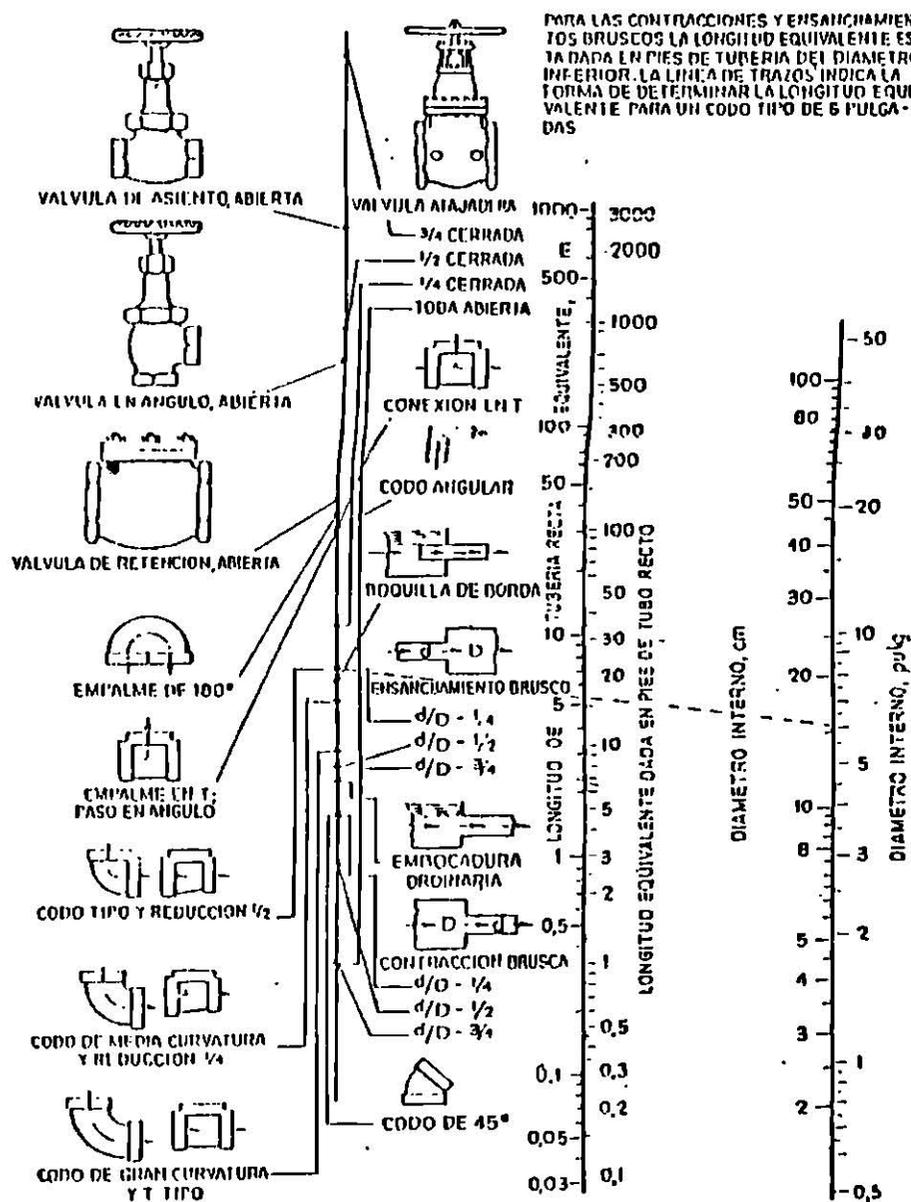
Adaptada a unidades SI de E.R.G. Eckert y R.M. Drake "Head and Mass Transfer," 2da. Ed., Mc. Graw Hill Book Company, New York, 1959.

tabla A-3 VALORES DE PROPIEDADES PARA METALES.

<i>Tipo de fluido</i>	<i>Factor de incrustación</i>	
	<i>h · pie<sup>2</sup> · °F/Btu</i>	<i>m<sup>2</sup> · °C/W</i>
Agua de mar, abajo de 125 °F	0.0005	0.00009
Encima de 125 °F	0.001	0.0002
Agua tratada para alimentación de caldera, encima de 125 °F	0.001	0.0002
Aceite combustible	0.005	0.0009
Aceite de templar	0.004	0.0007
Vapores de alcohol	0.0005	0.00009
Vapor limpio de aceite	0.0005	0.00009
Aire industrial	0.002	0.0004
Líquido refrigerante	0.001	0.0002

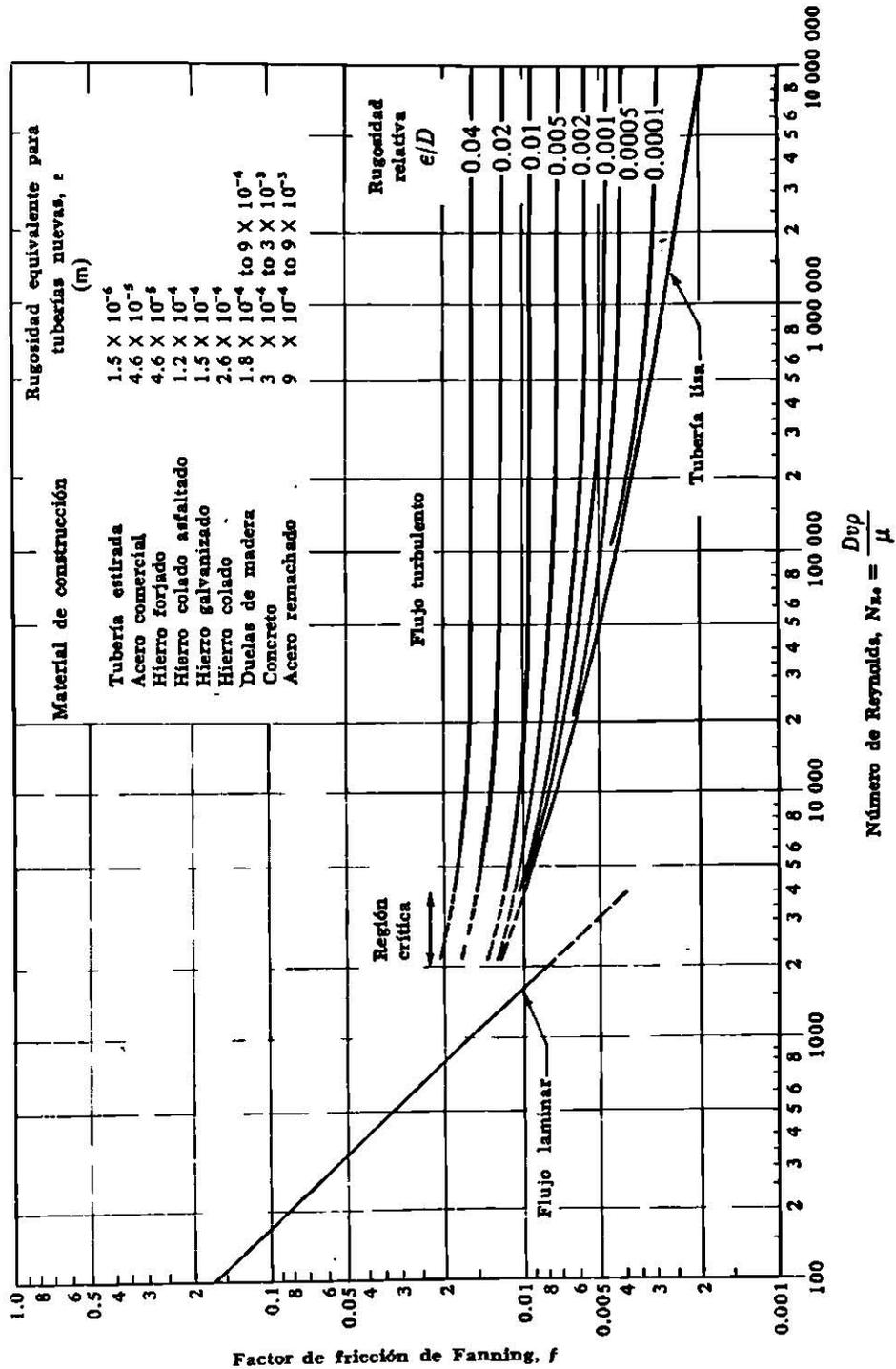
Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association", 4th Ed.  
1959.

tabla A-4 FACTORES DE INCRUSTACION NORMALES



American Society of Mechanical Engineers, New York, 1968.

Diagrama A-1 LONGITUD EQUIVALENTE COMO FUNCION DEL DIAMETRO INTERNO.



Basado en el L. F. Moody, Trans. Am. Soc. Mech. Engrs., 66, 671, 1944. Mech. Eng., 69, 1005 (1947).

Gráfica 1 GRAFICA DEL FACTOR DE FRICCIÓN FRENTE A  $N_{Re}$

## COSTOS DEL MATERIAL

El costo del intercambiador solo implicó el material de plomería usado en su construcción, ya que como se menciona en el capítulo VI, la construcción se realizó en su totalidad por los autores.

Enseguida se muestra la tabla de materiales usados y su costo.

CANT.	MATERIAL	PRECIO P/U EN N\$	PRECIO TOTAL EN N\$
2	tramo de t.g. 1" de d. c. 40	175.50	351
2	2 cruz de 1" g. c. 40	12.00	24
10	"T" de 1" g. c. 40	3.40	34
5	tuercas unión de 1" de g.	20.50	102.5
10	niples de 1x4 g.	3.5	35
16	reducciones bu- shing de 1 a 1/2" de g.	6.10	97.6
14	conectores para manguera	9.00	126
3	tramos de tubo de Cu de 3/8" t. M	78.6	235.8
10	codos de Cu de 90 de 3/8"	4.00	40
5	tuercas unión solda- bles de 3/8"	23.60	118
7	válvulas de globo de 1/2" de rosca int	30.50	213.5
4	Termómetros bimeta- licos esc. de 0° a 100° vástago de 4"	85.00	340
1	pasta para soldar	7.60	7.60
1	soldadura Sn 50x50	29.29	29.29
2	cintas de teflón de 3/4"	6.00	12
COSTO TOTAL EN N\$			1766.29

g. =galvanizado  
t. =tubo  
c. =cédula  
d. =diámetro

## A P E N D I C E    B

### LISTADO DEL PROGRAMA USADO EN LOS CALCULOS DE LAS CORRIDAS EXPERIMENTALES

```

200 CLS: CLEAR
210 PRINT "ALIMENTA LOS SIGUIENTES DATOS"
220 PRINT "FORMA DE OPERAR EL INTERCAMBIADOR"
230 PRINT "CONTRACORRIENTE 1"
240 PRINT "PARALELO 2"
250 BEEP: INPUT A : IF A=1 OR A=2 THEN 255 ELSE 230
255 INPUT "GASTO MASA DEL AGUA FRIA mf=", MF
260 INPUT "TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AGUA FRIA Tef=", TEF
270 INPUT "TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA FRIA Tsf=", TSF
275 INPUT "GASTO MASA DEL AGUA CALIENTE mc=", MC
280 INPUT "TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AGUA CALIENTE Tec=", TEC
290 INPUT "TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA CALIENTE Tsc=", TSC
295 PRINT : PRINT
300 QC=4.184*MC*(TSC-TEC)
310 QG=4.184*MF*(TSF-TEF)
320 PRINT "CALOR CEDIDO Qced.="; : PRINT QC
330 PRINT "CALOR GANADO Ggan.="; : PRINT QG
340 QP=ABSQC-ABSQG
350 PRINT "CALOR PERDIDO Qperd.="; : PRINT QP
360 E1=ABS(QG/QC)*100: E=INT((E1-INT(E1))*100)/100+INT(E1): PRINT "EFICIENCIA TERM.
CA e="; E
370 IF A=1 THEN GOTO 400

400 TML=((TEC-TSF)-(TSC-TEF))/(LOG((TEC-TSF)/(TSC-TEF))): GOTO 420
410 TML=((TEC-TEF)-(TSC-TSF))/(LOG((TEC-TEF)/(TSC-TSF)))
420 PRINT "TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA Tml="; : PRINT TML
430 UE=QG/(A*TML)
440 PRINT "COEFICIENTE GLOBAL EXPERIMENTAL Uexp.=", : PRINT UE
450 TW=46.3
460 TC=(TEC+TSC)/2: PRINT "TEMPERATURA MEDIA DEL AGUA CALIENTE Tc="; : PRINT TC
470 TF=(TEF+TSF)/2: PRINT "TEMPERATURA MEDIA DE AGUA FRIA Tf="; : PRINT TF
480 CGT=TC-TF: PRINT "CAIDA GLOBAL DE TEMPERATURA Tg="; : PRINT CGT
490 INPUT AAA: PRINT : PRINT "PROPIEDADES DEL AGUA CALIENTE"
500 DC=999.906293#+2.461927E-02*TC-.0060006*TC^2+.0000161*TC^3
510 VC=1.79272E-03-5.888827E-05*TC+1.26606E-06*TC^2-1.694667E-08*TC^3+1.231934E-
10*TC^4-3.653846E-13*TC^5
520 KC=.491+1.269615E-03*TC+3.907342E-06*TC^2-1.372377E-07*TC^3+1.602564E-09*TC
4-6.410256E-12*TC^5: KC=KC*4.184/3600: PRINT "PROPIEDADES DEL AGUA FRIA"
522 PRINT "DC="; DC: PRINT "VC="; VC: PRINT "KC="; KC
525 CF=4.184 : CC=4.184
530 DF=999.906293#+2.461927E-02*TF-.0060006*TF^2+.0000161*TF^3
540 VF=1.79272E-03-5.888827E-05*TF+1.26606E-06*TF^2-1.694667E-08*TF^3+1.231934E-
10*TF^4-3.653846E-13*TF^5
560 KF=.491+1.269615E-03*TF+3.907342E-06*TF^2-1.372377E-07*TF^3+1.602564E-09*TF
4-6.410256E-12*TF^5 : KF=KF*4.184/3600

```

```

630 G=MF/4.3113E-04
640 VEF=G/DF
650 HO=CF*G*.029*(VF/(.0127*VEF*DF))^.2*(KF/(CF*VF))^(2/3)*1.1176*(VF/VW)^.14
660 HO2=.023*KF/.043228*(.043228*VEF*DF/VF)^.8*(CF*VF/KF)^.4*(VF/VW)^.14
670 PRINT "ho=";HO
680 PRINT"ho CON OTRA ECUACION ho=";HO2
690 DTI=(1/HI)/(1/HI+.9/HO)*CGT
700 PRINT"PRIMER CALCULO DE LA CAIDA DE TEMPERATURA A TRAVES DEL FLUIDO INTERNO
Ti=";:PRINT DTI
710 DTI2=TC-TW:PRINT"SEGUNDO CALCULO DE Ti=";:PRINT DTI2
720 X=ABS((DTI-DTI2)*100)
730 IF X<.1 THEN 750 ELSE 740
740 INPUT XX:TW=TC-DTI:PRINT"TW=";TW:PRINT:PRINT :GOTO 605
750 PRINT"COMO LOS VALORES DE Ti EN LOS CALCULOS ANTERIORES SON MUY SEMEJANTES,
LOS VALORES DE hi, ho Y tW SON APROPIADOS":PRINT:PRINT
760 PRINT "hi=";HI
770 PRINT "ho=";HO
780 PRINT "Tw=";TW
790 PRINT "CALCULO DE Ui"
800 UI=1/(1/HI+2.420854E-03+.9/HO):PRINT"Ui=";UI;:PRINT"kJ/m^2sC"
810 PRINT"VALOR DE Ui=";UI;:PRINT"Kj/msc"
820 ER=ABS(UE-UI)/UI*100:PRINT"% de error=";ER
Ok

```

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

- 1.- CANALE RAYMOND P. / CHAPRA STEVEN C., "METODOS NUMERICOS PARA INGENIEROS", 1a. ED., EDITORIAL MC. GRAW HILL, MEXICO, 1985.
- 2.- GEANKOPLIS CHRISTIE J., "PROCESOS DE TRANSPORTE Y OPERACIONES UNITARIAS", 5a. ED., EDITORIAL CECSA, MEXICO, 1991.
- 3.- HOLMAN J. P., "TRANSFERENCIA DE CALOR", 2a. ED., EDITORIAL CONTINENTAL, MEXICO, 1987.
- 4.- KARLEKAR Y R.M. DESMOND, "TRANSMISION DE CALOR", 1a. ED., EDITORIAL INTERAMERICANA, MEXICO, 1985.
- 5.- KERN DONALD Q., "PROCESO DE TRANSFERENCIA DE CALOR", 1a. ED., EDITORIAL CECSA, MEXICO, 1965.
- 6.- MANRIQUE JOSE A., "TRANSFERENCIA DE CALOR", 1a. ED., EDITORIAL HARLA, MEXICO, 1983.







T  
T  
L  
C