

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

DISEÑO DE UNA PRACTICA

PARA EL LABORATORIO DE INGENIERIA QUIMICA

SOBRE CAMBIADORES DE CALOR

100

Bertha Contreras Navarro

INGENIERIA QUIMICA

1976

Vg Br





Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

CLAS Tesis
ABO 1976
FECHA _____
FOLIO 11-183



QUIN

PRESIDENTE	CARLOS DOOMIAN MONTERO
VOCAL	ANTONIO VALIENTE BARRERAS
SECRETARIO	CUTBERTO RAMIREZ CASTILLO
1er. SUPLENTE	ROBERTO ANDRADE CRUZ
2do. SUPLENTE	LUCIA ARCINTEGA CARRILLO

sitio donde se desarrolló el tema :

LABORATORIO DE INGENIERIA QUIMICA EN LA FACULTAD DE QUIMICA

sustentante: BERTHA CONTRERAS NAVARRO

asesor del tema: ANTONIO VALIENTE BARRERAS

A mis hijos .

Bertha Alejandra

María Elena

Claudia

Ina

Ana Yllia

José Manuel

Sara Patricia

Que han sido, son y serán mi fuerza impulsora

A mis Padres con respeto y gratitud.

A mi Hermana Irma con cariño

A mi esposo Manuel .

A mis maestros

A mis amigos.

C O N T E N I D O . .

Introducción

Capítulo 1.- Transferencia de Calor Generalidades.

Capítulo 2.- Parte experimental

*Capítulo 3.- Manual de prácticas que se propone a los
alumnos.*

Capítulo 4.- Conclusiones.

Apéndice

Bibliografía

Índice General

INTRODUCCION.

→ Los ingenieros de cualquier rama, necesitan de los conocimientos básicos referentes a la transmisión de calor. La transmisión de calor se efectúa por radiación, convección y conducción. En lo referente a transmisión de calor y su aplicación en INGENIERIA QUIMICA, es fundamental que en cualquier problema se observen las consideraciones siguientes:—

En general, la rapidez de transferencia se puede considerar igual a una fuerza propulsora (una diferencia de potencial) dividida por una resistencia o, como se expresa usualmente, dicha velocidad es igual al producto de un coeficiente de transmisión por una área de contacto y por una caída de potencial.

El principal problema del cálculo de la velocidad de transferencia suele ser la valoración del coeficiente de transmisión. Para ello se suele partir de una correlación empírica de los coeficientes de transmisión establecida por una serie muy numerosa de ensayos, en los que la variable a medir fué esa velocidad.

→ La transmisión de energía en forma de calor, tiene lugar en casi todos los procesos industriales. Cada una de las ramas de la Tecnología presenta sus propios problemas de transmisión calorífica y los grandes progresos realizados en este campo se deben al esfuerzo de diversos y numerosos investigadores. Los conceptos fundamentales y la teoría de la transmisión calorífica se mencionan en éste trabajo, pues se propone, que es indispensable que el alumno realice su experimentación, lo mejor informado posible, del porqué se aplican ciertas correlaciones empíricas, para el cálculo del coeficiente de transmisión de calor total y concluya, que en realidad la transmisión de calor se verifica simultáneamente, por más de uno de los mecanismos de transferencia de calor. De donde, en cualquiera de los casos, la velocidad de transmisión se expresa como un cociente entre el potencial térmico (diferencia de temperaturas) y una resistencia. †

→ La magnitud de la energía o la materia que pasan de una corriente a otra determina el tamaño de los aparatos necesarios para realizar un determinado trabajo en un tiempo también determinado. Por tanto dicha velocidad es uno de los factores más importantes a considerar en las operaciones industriales.

→ El objetivo de esta tesis, es el diseño de una práctica de laboratorio sobre cambiadores de calor.

El Laboratorio de Ingeniería Química es la única oportunidad que tiene el alumno para establecer contacto con los equipos reales y es en el laboratorio, donde puede aplicar sus conocimientos teóricos, por lo que es necesario la demostración visual de los conocimientos mediante prácticas sobre el equipo y que le permitan al alumno comprender mejor las variables que habrá de manejar, con el objeto de que pueda resolver problemas técnicos dentro de un marco económico adecuado.

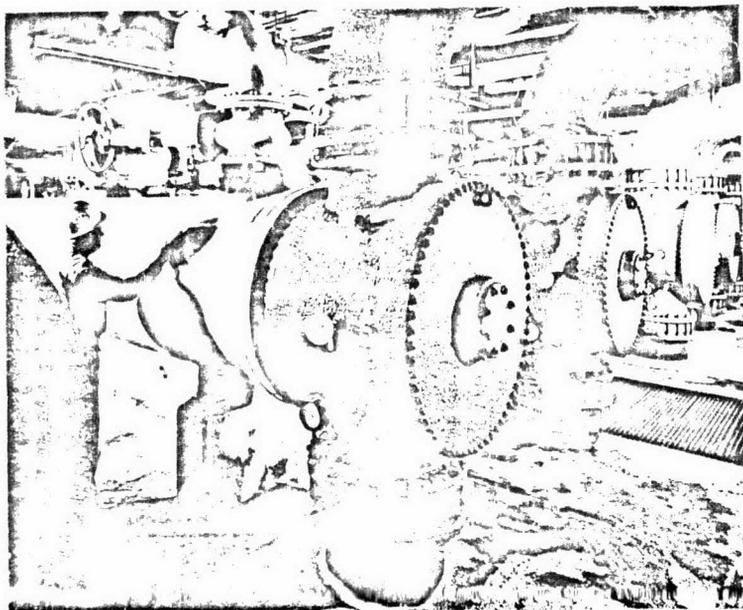
Por lo que el diseño de la práctica, antes mencionada resulta necesaria para que el alumno efectúe ejercicios de variación de capacidad, así como también pueda obtener datos para su selección o su diseño.

→ Los cambiadores de calor son ampliamente usados en toda la Industria, por lo que abarcan una amplia variedad de diseños que son proporcionados por varios fabricantes. El Código ASME para recipientes a presión y calentadores (Sección VIII, "recipientes a presión y calentadores no sujetos a fuego directo"), proporciona reglas para los requisitos mínimos de construcción, para el diseño, fabricación, inspección y certificación de éste tipo de recipientes.

→ Se trata de centrar la atención, en un intercambiador en el que se va a efectuar un cambio de calor sensible en el fluido de operación (es decir sin cambio de fase) empleando como medio de calentamiento vapor saturado, Primeramente se plantean los balances de materia y energía de donde se obtiene el coeficiente global experimental, enseguida se verifica la mejor selección, de entre las muchas correlaciones que existen, para-

calcular los coeficientes de película individual para el lado -- del fluido de operación y del lado del vapor, para que así poder calcular el coeficiente total teórico. Se grafican estos coeficientes globales vs. N_{Re} , para verificar si la variación de las magnitudes de los coeficientes están de acuerdo con las variaciones del flujo. A

Por considerar que la representación adecuada de los -- equipos que se emplean en el Laboratorio de Ingeniería Química, -- en la elaboración e interpretación de los diagramas de flujo, -- que constituyen una fase en el estudio de cualquier proceso; se incluye en el apéndice una de las simbologías existentes (Ref. -- Bibliográfica No. 5) y que se propone se adopte en éste Laboratorio con objeto de homogeneizar los diagramas de flujo que los estudiantes elaboran.



CAPITULO I

TRANSFERENCIA DE CALOR - Generalidades.

PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Se ha descrito a la transferencia de calor como el estudio de las velocidades a las cuales el calor se intercambia entre fuentes de calor y recibidores, tratados usualmente de manera independiente.

* Los procesos de transferencia de calor se relacionan con las razones de intercambio térmico, tales como las que ocurren en equipo de transferencia de calor tanto en ingeniería química y mecánica como en los procesos químicos. Este enfoque realza la importancia de las diferencias de temperatura entre la fuente y el recibidor, que es, después de todo el potencial por el cual la transferencia de calor se lleva a efecto. Un problema típico de proceso de transferencia de calor involucra las cantidades de calor que deben transferirse debido a la naturaleza de los cuerpos, la diferencia de potencial, la extensión y arreglo de la superficie que separan la fuente y el recibidor y la cantidad de energía mecánica que debe disiparse para facilitar la transferencia de calor.

En las páginas siguientes se estudian primero y en forma individual, los tres fenómenos de transferencia de calor, y después, la forma en la cual su combinación con fuentes recibidores simultáneos, tienen influencia sobre un cambiador de calor. Este equipo de transferencia de calor se define para las funciones que desempeña en un proceso, y su uso principal resulta ser calentamiento o precalentamiento de fluidos de proceso, y generalmente se usa vapor con este fin, aún cuando se puedan emplear otros medios de calentamiento siempre separados por una pared metálica.

* MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Estos mecanismos se han delimitado a tres ramas diferentes en las que el calor puede pasar de la fuente al receptor, aún cuando muchas de las aplicaciones en la ingeniería son combinaciones de dos o tres; éstas son: conducción, convección y radiación.

* CONDUCCION.

Los fundamentos de la conducción de calor se atribuyen generalmente a Fourier. En muchos sistemas que involucran flujo, tal como flujo de calor, flujo de fluidos o flujo de electricidad, se ha observado que la cantidad que fluye es directamente proporcional a la diferencia de potencial e inversamente proporcional a la resistencia que se aplica al sistema.

En un circuito hidráulico simple la presión en el sistema es la diferencia de potencial, y la rugosidad de la tubería es la resistencia al flujo. En el flujo de calor de una pared, el flujo se lleva a efecto por la diferencia de temperatura entre las superficies calientes y frías.

$$\text{Flujo} \propto \frac{\text{potencial}}{\text{resistencia}} \dots (1.1)$$

Recíprocamente de la Ec. (1.1) cuando dos superficies de una pared están a diferente temperatura, necesariamente existe un flujo y una resistencia al flujo de calor. La conductancia es la recíproca de la resistencia al flujo de calor, y la Ec. (1.1) puede expresarse por :

$$\text{Flujo} \propto \text{conductancia} \times \text{potencial} \dots (1.2)$$

Para hacer de la Ec. (1.2) una igualdad, la conductancia debe evaluarse de tal manera, que ambos lados queden dimensional y numéricamente correctos. Supongase que una cantidad q

dida de calor Q' (cal) ha sido transmitida por una pared de tamaño desconocido en un intervalo de tiempo θ (hr) con una diferencia de temperatura (ΔT) en ($^{\circ}\text{C}$).

$$\text{Flujo} = \frac{Q'}{\theta} = \text{conductancia} \times T. \frac{\text{calorías}}{\text{hr}}$$

De donde se observa que la conductancia tiene las siguientes dimensiones: calorías/hr $^{\circ}\text{C}$.

Se propone que la conductancia es una propiedad de toda la pared experimental. Para obtener un uso más amplio de la información experimental se habla de conductancia únicamente cuando todas las dimensiones se refieren a valores unitarios. Cuando la conductancia se reporta para una cantidad de material de 1 cm.² de grueso con un área de flujo de 1 cm., la unidad de tiempo es 1 hr y la diferencia de temperatura 1 $^{\circ}\text{C}$, se llama CONDUCTIVIDAD TÉCNICA. Las correlaciones entre la conductividad térmica y la conductancia de una pared de grueso L y área A , es tan dadas por:

$$\text{Conductancia} = k \frac{A}{L} \quad \text{y} \quad Q = k \frac{A}{L} \Delta T \dots (1.3)$$

De donde se tienen las dimensiones resultantes de la expresión $\frac{QL}{A}$ ó $\frac{\text{cal}}{^{\circ}\text{C hr m}^2}$

$$\frac{^{\circ}\text{C de diferencia de temperatura}}{\text{cm. de grueso de la pared}}$$

Los conceptos anteriores, aplicados a la transmisión de calor a través de una pared, conduce a la expresión conocida con el nombre de Ley de Fourier.

$$\frac{dQ}{dt} = -kA \frac{dT}{dx} \dots \dots \dots (1.4)$$

en la que k = conductividad calorífica del sólido, en $\text{Kcal/hr}^\circ\text{C m}^2$

k = que no debe confundirse con la conductancia K

$K = \frac{kA}{x}$ que se expresa en $\text{Kcal/hr } ^\circ\text{C}$

A = superficie de transmisión (normal al flujo) (en m^2)

x = distancia de espesor en (m).

La conductividad calorífica k se evalúa experimentalmente y varía ampliamente en los distintos materiales.

La conductividad térmica de los sólidos tiene un amplio rango de valores numéricos dependiendo de si el sólido es relativamente un buen conductor del calor, tal como un metal, o un mal conductor como el asbesto, éste último sirve como aislante. Aún cuando la conducción de calor se asocia usualmente con la transferencia de calor a través de los sólidos, también es aplicable a gases y líquidos con sus limitaciones.

La conductividad de los materiales porosos varía proporcionalmente a la densidad ya que ésta está en razón inversa a la porosidad, la conductividad disminuye, aproximadamente, -- hasta alcanzar el valor de la conductividad del gas puro, a medida que aumenta el número de poros, con tal que el volumen individual de los mismos sea lo suficientemente pequeño para reducir al mínimo las corrientes de convección.

La conductividad del agua a 15°C es unas 25 veces mayor que la del aire y vale $0.505 \frac{\text{Kcal}}{(\text{hr})(^\circ\text{C})(\text{m}^2)}$

En consecuencia, la mayor conductividad de los sólidos porosos húmedos es mayor que la de los secos. Esto se observa palpablemente en la pérdida de poder aislante que experimentan las ropas de lana en los días húmedos. En la tabla I de con

ductividad calorífica recopiladas en la siguiente página, observamos cómo varía con la humedad la conductividad de la madera contrachapada, y la influencia de la densidad sobre la conductividad de las planchas de corcho.

TABLA No 1
CONDUCTIVIDADES CALORÍFICAS, k,

	Temperatura, °F							
	-200°	-100°	0°	100°	200°	300°	400°	500°
Metales								
Cobre	243	228	224	220	218	215	212	210
Aluminio		112	114	117	119	122	128	130
Latón (70-30)		54	56	57,2	59	61	63	65
Níquel		37,6	36,5	35,4	34,5	34,0	33,0	32,0
Acero dulce		27,0	26,6	26,2	26,0	25,7	25,5	25,2
Acero inoxid. (304)		7,7	8,1	8,55	9,0	9,5	10,0	10,4
Materiales aislantes								
Madera contrachapada de pino abeto								
17 % de humedad	0,062	0,069	0,076	0,083				
0 % de humedad	0,047	0,053	0,060	0,067				
Plancha de corcho								
194 Kg/m ³	0,021	0,0235	0,026	0,0285				
164 Kg/m ³	0,018	0,020	0,022	0,024				
Fibra de amianto								
576 Kg/m ³	0,082	0,097	0,11	0,115	0,12	0,125		
Fibra de vidrio								
144 Kg/m ³	0,010	0,011	0,020	0,023	0,031	0,043		
48 Kg/m ³	0,013	0,015	0,025	0,035	0,047	0,065		
Vidrio celular								
Densidad, 160 Kg/m ³	0,019	0,028	0,038	0,042	0,046	0,050	0,055	
Lana mineral (Zerofita)								
Densidad, 240 Kg/m ³	0,016	0,021	0,024	0,028	0,032	0,035	0,038	
Magueta (85%)	0,036	0,039	0,041	0,043	0,046	0,049		
Conductividad equivalente a 25 mm de aire								
Entre materiales de emisión ordinaria	0,052	0,078	0,104	0,130				
Con aluminio en el lado caliente	0,037	0,038	0,039	0,041				
Líquidos								
Agua (líquida)	0,298	0,350	0,402	0,470				
Amoniaco (líquido)	0,290	0,290	0,290					
Tetracloruro de carbono	0,098	0,086	0,074					
Acetona	0,168	0,163	0,0975					
Gasolina	0,091	0,089	0,085	0,082	0,080			
Destilado 37° API	0,082	0,079	0,076	0,075	0,072			
Aceite lubr. SAE 10 (21° API)	0,074	0,071	0,068	0,066	0,064			
Alcohol etílico (100)	0,109	0,103	0,0983					
Benceno	0,10	0,09	0,08					
n-Pentano	0,083	0,0775	0,072					
Gases								
Aire	0,006	0,0089	0,0168	0,0141	0,0162	0,0181	0,0197	0,0211
Amoníaco	0,0098	0,0118	0,0150	0,0185	0,0215	0,025	0,029	
Dióxido de carbono								
Cloro	0,0057	0,007	0,0085	0,01	0,0126	0,0135	0,0156	
Hidrógeno	0,072	0,095	0,113	0,127	0,14	0,153	0,168	
Metano	0,0080	0,0125	0,0165	0,0205	0,025	0,0295	0,0347	0,0398
Oxígeno	0,0074	0,011	0,0126	0,0149	0,0171	0,019	0,0206	0,0221
Propano	0,0076	0,0105	0,0146	0,0190	0,024	0,029		
n-Pentano	0,0066	0,0093	0,0125	0,0160	0,0198	0,024		
Vapor de agua	0,0115	0,0140	0,0165	0,0192	0,0225			
Materiales refractarios y aislantes								
Ladrillo		Densidad en Kg/m ³	0°	500°	1000°	1500°	2000°	
30 % de cromita	3200	0,56	0,70	0,81	0,89	0,96		
Ladrillo refractario	2000-2080	0,47	0,55	0,66	0,76	0,86		
Areilla refractaria de Missouri			0,64	0,82	0,91	0,97		
Refractario moldeado								
A base de silicato de aluminio	1760	0,24	0,28	0,31	0,34	0,38		
A base de silicato de poca densidad	1200	0,13	0,13	0,15	0,15	0,16		
Tierra de diatomeas								
Ladrillo moldeado	640	0,13	0,14	0,16	0,18	0,19		
Ladrillo natural	418	0,07	0,08	0,10	0,11	0,12		
Pulvo	272	0,035	0,05	0,06	0,07	0,08		

* Multiplíquese por 1,488 los valores de la conductividad que da esta Tabla, para obtener Kcal/(hr)(m²)(°C/m).

La siguiente figura (1.1) representa la sección transversal de un sólido; entre la superficie 1 y 2, de espesor $x_2 - x_1$ existe un gradiente de temperatura uniforme, dT/dx . La velocidad de transmisión de calor es función de este gradiente y de la naturaleza del sólido.

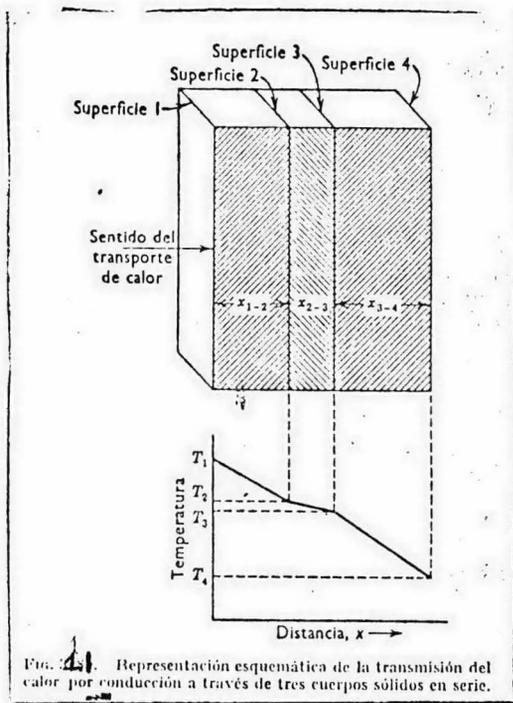


Figura (1.1)

* CONVECCION.

La convección es la transferencia de calor entre partes relativamente calientes y frías de un líquido por medio de una mezcla. Supóngase que un recipiente con un líquido se coloca sobre una llama caliente. El líquido que se encuentra en el fondo del recipiente se calienta y se vuelve menos denso que antes, debido a su expansión térmica; el líquido adyacente al fondo también es menos denso que la porción superior fría y asciende a través de ella, transmitiendo su calor por medio de mezcla conforme asciende. La transferencia de calor del líquido caliente del fondo del recipiente al resto, es convección natural o convección libre.

Si se produce cualquier otra agitación, tal como la provocada por un agitador, o bombeo, el proceso es de convección forzada. Este tipo de transferencia de calor puede ser descrito en una ecuación que limita la forma de ecuación de conducción y está dada por:

$$dQ = h A dT \dots \dots (1.5)$$

La constante de proporcionalidad h es un término sobre el cual tiene influencia la naturaleza del líquido y la forma de agitación y debe ser evaluado experimentalmente según datos que se proporcionan más adelante. Se llama coeficiente de transferencia de calor. Las convecciones libre y forzada, ocurren a diferentes velocidades, la última es la más rápida y por lo tanto la más común. El flujo de calor hacia un fluido que se bombea a través de una tubería caliente constituye un ejemplo de convección forzada.

La velocidad de transmisión por convección entre la superficie de un sólido y un fluido, en régimen estacionario, se expresa generalmente así:

$$q = h A (T_1 - T_2) \dots \dots (1.6)$$

Siendo h = coeficiente de transmisión calorífica por convección entre el sólido y el líquido es $\text{Kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$. Esta h es equivalente a k/x de la ecuación.

$$q = \frac{kA (T_1 - T_2)}{(x_2 - x_1)} = \frac{T_1 - T_2}{\frac{\Delta x}{kA}} \dots (1.7)$$

* RADIACION.

En términos muy generales la radiación se hace importante a temperaturas muy elevadas y es independiente de las circunstancias de flujo de fluido. Un ejemplo se representa en la pérdida de calor desde una tubería de vapor no aislada, en donde aislando convenientemente, se pretende eliminar las pérdidas de calor por radiación.

La radiación involucra la transferencia de energía radiante desde una fuente a un receptor, parte de la energía se absorbe por el receptor y parte es reflejada por él. Basándose en la segunda ley de la termodinámica, Boltzman estableció que la velocidad a la cual una fuente da calor es:

$$dQ = dA T^4 \dots (1.8)$$

Esto se conoce como la ley de la cuarta potencia. T es la temperatura absoluta, σ es una constante dimensional, pero ϵ es un factor peculiar a la radiación y se llama emisividad.

Respecto a la energía radiante, todas las superficies sólidas la emiten; sin embargo, si se tiene que para una temperatura dada, la máxima energía emitida corresponde a el cuerpo negro, entonces la fracción de energía emitida por un cuerpo --

real constituye la emisividad.

T A B L A No. 2

Superficie	Temperatura °C	Emisividad e
EMISIVIDADES TOTALES NORMALES DE ALGUNAS SUPERFICIES SÓLIDAS (21.22) *		
METALES		
Aluminio		
Lámina muy pulimentada	225- 580	0,039-0,057
Oxidado a 43,5°C	200- 600	0,11-0,19
Latón		
Muy pulimentado (73-27)	245- 355	0,028-0,031
Pulimentado	40- 315	0,096-0,096
Sin pulimentar	50- 350	0,22
Cobre		
Pulimentado	115	0,023
Lámina calentada a 600°C	200- 600	0,57-0,57
Hierro, pulimentado	425-1025	0,144-0,377
Fundición		
Pulimentada	200	0,21
Tornuada	880- 990	0,60-0,70
Oxidada a 600°C	200- 600	0,64-0,78
Acero oxidado a 600°C	200- 600	0,79-0,79
Lingote de hierro	930-1115	0,87-0,95
Plancha de acero (sin pulimentar)	40- 370	0,94-0,97
Acero fundido	1600-1800	0,28-0,28
Mercurio	0- 100	0,09-0,12
Lámina de níquel pulimentada	23	0,015
MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN MISCELÁNEOS		
Cartón de amianto	23	0,96
Ladrillo rojo áspero	21	0,93
Sílice vítrea	1100	0,85
Negro de humo	40- 370	0,945
Hierro esmaltado de blanco	19	0,897
Vidrio, superficie pulida	22	0,937
Mármol pulimentado	22	0,931

Cuando a un cuerpo sólido se le mantiene caliente emite radiaciones que al ser recibidas por otro cuerpo, aumenta la temperatura del recilidor. A esta forma de transmisión se le llama radiación.

El fenómeno de la radiación desde el punto de vista microscópico está íntimamente relacionado con la mecánica cuántica, ya que la energía que un sólido caliente emite depende --

del estado de excitación molecular y atómico que tenga y dicha energía se emite en forma de radiaciones electro - magnéticas - cuyos valores de longitud de onda están entre 0.1 y 10 micrones.

La radiación que incide sobre la superficie de un sólido puede ser absorbida o reflejada; para un sólido real la -- fracción de la energía incidente que absorbe se llama coeficiente de absorción y ésta fracción varía para diferentes frecuen-- cias.

Para el caso hipotético en el que el coeficiente de - absorción de un cuerpo sea constante e independiente de la frecuencia de la radiación incidente, se le denomina cuerpo gris, - cuyo caso límite es el cuerpo negro que posee un coeficiente de absorción igual a uno, es decir, que absorbe toda la energía -- que incide sobre él.

CONDENSACION EN FORMA DE GOTAS.

Cuando un vapor puro saturado entra en contacto con una superficie fría tal como un tubo, se condensa y puede formar gotitas en la superficie del tubo. Estas gotitas pueden no exhibir ninguna afinidad por la superficie y en lugar de cubrir el tubo se desprenden de él, dejando metal descubierto en el cual se puede formar sucesivas gotitas de condensado. Sin embargo -- usualmente puede aparecer una inconfundible película a medida que el vapor se condensa en el tubo cubriéndolo. La condensación en forma de película no es una transición de la condensación en forma de gota. Debido a la resistencia de la película de condensado al paso de calor a través de ella. Los coeficientes de transferencia de calor para la condensación por gotas -- son cuatro a ocho veces mayores que para la condensación de película.

El vapor de agua es el único vapor puro conocido que se condensa en forma de gota y se requieren condiciones especiales para que esto ocurra, influyendo principalmente la presencia de polvo en la superficie o el uso de contaminantes que se adhieran a la misma. La condensación por gota también tiene lugar cuando varios materiales se condensan simultáneamente como una mezcla, y donde la mezcla de condensado no es miscible, como en el caso de hidrocarburos y vapor de agua. Sin embargo, durante varios períodos en la operación normal de un condensador normal de vapor de agua, el mecanismo puede ser inicialmente de tipo de película, y cambiar luego a la condensación en forma de gota, y un tiempo más tarde invertir el mecanismo. Debido a la falta de control y es difícil por no decir imposible, obtener resultados reproducibles, no es costumbre en los cálculos considerar la ventaja de los altos coeficientes que han sido obtenidos en experimentos con condensación por gotas.

La presión de saturación del vapor en el cuerpo del vapor es mayor que la presión de saturación del condensado frío en contacto con la pared fría. Esta diferencia de presiones pro

ne el potencial necesario para mover el vapor del cuerpo de es-
 ta a una velocidad, comparada con la pequeña resistencia a la
 transmisión de calor por difusión del vapor al condensado, la
 película del condensado, en la pared fría del tubo, constituye
 la resistencia controlante. Es la lentitud con la que el calor
 de condensación pasa a través de esta película lo que determina
 el coeficiente de condensación. Nusselt derivó teóricamente las
 correlaciones del mecanismo de condensación en forma de pellicu-
 la, y los resultados que obtuvo están en excelente concordancia
 con los experimentos.

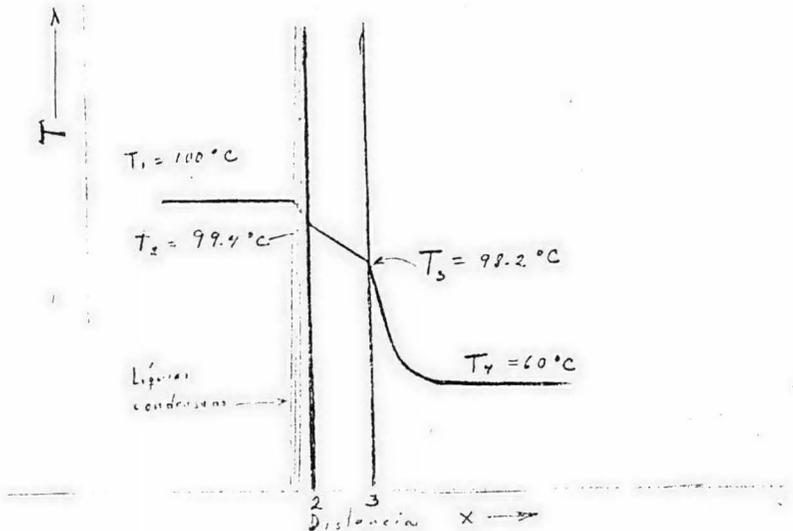


Figura 2.- Representación esquemática de las condiciones en que se efectúa la transmisión del calor por conducción y convección a través de una capa de condensado.

CAPITULO I.2

COEFICIENTES INDIVIDUALES DE PELICULA O SIMPLEMENTE COEFICIENTES DE PELICULA .

✦ La figura (2) de la hoja anterior, representa esquemáticamente un caso importante en la transmisión de calor, se trata de la condensación de vapor de agua sobre una pared metálica (según se vió en el capítulo anterior) enfriada por agua. Si el vapor está a presión constante, su temperatura será siempre la misma, por ejemplo 100°C . A medida que el vapor se condensa se va formando una capa de líquido sobre la superficie metálica; - el calor se transmitirá del vapor al aire atravesando la capa líquida, la pared metálica y, por último, la película de agua. - En este caso, la resistencia total será la suma de las tres resistencias, la del líquido, la del metal y la de la transmisión metal-agua.

La resistencia de la capa de líquido depende de su espesor y de otras características como su densidad, viscosidad, - conductividad calorífica y grado de turbulencia. El coeficiente de transmisión metal-agua depende, también, de las mismas características similares. Por esta razón, los coeficientes de convección generalmente se denominan "COEFICIENTES DE PELICULA", - independientemente de que exista o no realmente tal película de tránsito. ✦

El agua junto a la superficie metálica, se mueve en - régimen laminar, no encontrándose, al separarlos de la superficie, una transición brusca de las propiedades dinámicas de éste. El coeficiente de transmisión calorífica aumenta siempre con la turbulencia. ✦

Los coeficientes de convección, así como las conductividades caloríficas de los materiales, se determinan experimentalmente. Los coeficientes de convección se incluyen en ciertos términos que contienen también a las propiedades físicas, y se-

relacionan fácilmente con otros parámetros determinados por las condiciones de operación que sabemos influyen en el proceso. -- Utilizando el Análisis Dimensional (véase capítulo siguiente) - todas estas variables pueden reunirse en grupos adimensionales. La influencia de cada grupo se valora relacionando los datos experimentales (véase el capítulo correspondiente). Si se tienen en cuenta todos los factores de una manera rigurosa, el cálculo podrá aplicarse cualquiera que fuesen las condiciones, reduciéndose a la determinación empírica de ciertas constantes, la introducción de cualquier condición que incluya factores no tenidos en cuenta en el análisis dimensional, falseará los resultados.

➤ Además de que el coeficiente de película es una medida del flujo de calor por unidad de superficie y por unidad de diferencia de temperatura, indica la razón o la velocidad a la cual los fluidos que tienen una variedad de propiedades físicas y bajo diferentes grados de agitación, transfieren calor. Hay otros factores que influyen los coeficientes de película, tales como el tamaño del tubo y si el fluido se considera o no -- que está dentro del tubo. ➤

Con tantas variables, y cada una teniendo su propio grado de influencia en la razón de transferencia de calor (coeficiente de película), es fácilmente comprensible porque no hay una derivación racional que permita el cálculo directo de los coeficientes de película. Por otra parte, no es práctico efectuar un experimento para determinar el coeficiente cada vez que se deba añadir o remover calor de un fluido. En lugar de esto es deseable estudiar y seleccionar algunas correlaciones mediante su empleo y con la ejecución de algunos experimentos básicos dentro de un rango de ciertas variables, obtener relaciones que mantengan su validez para cualquier otra combinación de variables. El problema inmediato que se trata de resolver mediante éste trabajo, es elegir entre las muchas correlaciones que ya existen, algunas, y luego confrontarlas y aplicarlas experimentalmente en un equipo ya instalado que se describe más adelante.

CALCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSMISION CALORIFICA.

El empleo del coeficiente global de transmisión, en la ecuación

$$\frac{dQ}{dT} = \frac{\text{dif. de potencial}}{\text{Resistencia}} = \frac{T_1 - T_2}{1/UA} = UA (T_1 - T_2) \dots (1.20)$$

es el método más sencillo de tratar los problemas de transmisión de calor. Si se tiene en cuenta la temperatura de un vapor de agua, que se condensa en exterior de los tubos por los que circula agua, depende de la presión de vapor (realmente, de la presión parcial si coexiste con otros vapores y, en general es constante durante todo el proceso T). El agua o fluido de operación entra a baja temperatura y a su paso por el intercambiador se va calentando. Siempre que el aumento de la temperatura del agua sea realmente pequeño, comparado con la diferencia de temperatura del agua como constante e igual a la temperatura media, T_2 .

La cantidad de calor que se transmitirá en la unidad de tiempo, se deduce del agua que pasa por el condensado y de su aumento de temperatura. Si se determina directamente, la velocidad de transmisión, la diferencia entre la temperatura del vapor y la media del agua ($T_1 - T_2$) y la superficie de transmisión (bien sea la interna correspondiente al lado del agua, o la externa, la del vapor) se puede calcular el coeficiente global por medio de la ecuación

$$\frac{dQ}{dT} = UA (T_1 - T_2) \dots (1.21)$$

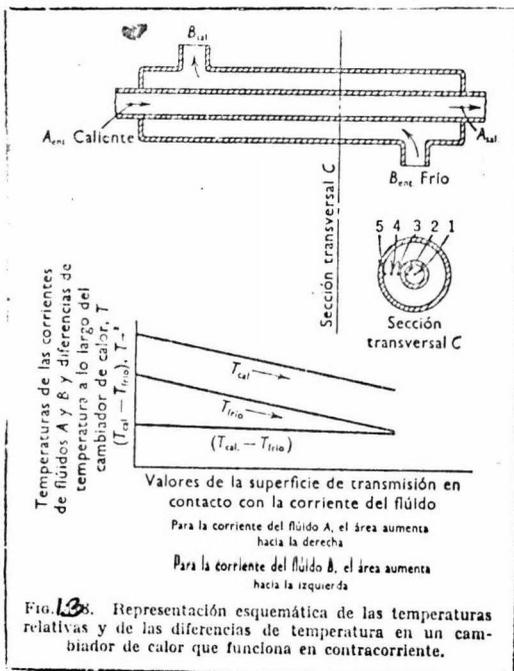
Evidentemente, el valor del coeficiente dependerá del área que se tome en cuenta.

Para calcular coeficientes de convección a partir de-

datos empíricos, o para calcular coeficientes globales a partir de coeficientes de convección prefijados, es necesario comprender la relación entre el coeficiente global y los parciales de convección y de conducción. 4

La figura (3) representa un caso general de transmisión de calor, el sólido conductor que separa los dos fluidos - A y B es una tubería cilíndrica. En la sección transversal C, - el coeficiente global representa la velocidad de transmisión entre los puntos 1 y 4, mientras que los individuales se refieren a las velocidades entre los puntos 1-2, 2-3 y 3-4; el primero y el último son de convección y el intermedio de conducción.

$$q = \frac{T_1 - T_4}{\frac{1}{h_{1-2} A_2} + \frac{x_3 - x_2}{k_{2-3} A_{m2-3}} + \frac{1}{h_{3-4} A_3}} \dots (1.22)$$



Por tratarse de una conducción en régimen permanente, se tiene que:

$$q_{1-2} = q_{2-3} = q_{3-4} \dots \dots (1.23)$$

y puede seguirse el mismo procedimiento que en el caso de la -- conducción a través de sólidos superpuestos, representados en -- la figura (1). La siguiente ecuación puede escribirse para las -- condiciones de la figura (3), del mismo modo que se aplicó la -- ecuación:

$$T_1 - T_4 = \frac{q}{\frac{k_{1-2} A_{1-2}}{x_2 - x_1}} + \frac{q}{\frac{k_{2-3} A_{2-3}}{x_3 - x_2}} + \frac{q}{\frac{k_{3-4} A_{3-4}}{x_4 - x_3}} \dots \dots (1.24)$$

Esta ecuación (1.24), es idéntica a la ecuación:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{T_1 - T_4}{R_{1-2} + R_{2-3} + R_{3-4}} = \frac{T_1 - T_4}{\frac{1}{k_{1-2}} + \frac{1}{k_{2-3}} + \frac{1}{k_{3-4}}} \dots \dots (1.25) y (1.26)$$

En la que R = resistencia y K = conductancia (no confundirla con conductividad).

Nota:

Los subíndices se refieren a los distintos pasos de -- la transmisión calorífica indicados en la figura (1).

El coeficiente global U se determina por la siguiente expresión:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{k_{1-2}} + \frac{1}{k_{2-3}} + \frac{1}{k_{3-4}} \dots \dots (1.27)$$

En la transmisión de calor a través de una serie de sólidos, siguiendo el esquema de la figura (1) en régimen permanente y siempre que consideremos nulas las fugas de calor por superficies distintas de la A_1 y A_2 , ocurrirá que la cantidad de calor que pasa de 1 a 2 es la misma que la de 2 a 3 y que la de 3 a 4.

Escribiendo la ecuación de T. de C. para cada sólido:

$$q = \frac{k_{1-2} A_{1-2} (T_1 - T_2)}{X_2 - X_1} = \frac{k_{2-3} A_{2-3} (T_2 - T_3)}{X_3 - X_2} = \frac{k_{3-4} A_{3-4} (T_3 - T_4)}{X_4 - X_3} \quad (1.28)$$

Despejando el descenso de temperatura en cada uno de ellos y substituyendo en la expresión siguiente:

$$T_1 - T_4 = (T_1 - T_2) + (T_2 - T_3) + (T_3 - T_4)$$

$$T_1 - T_4 = \frac{q}{\frac{k_{1-2} A_{1-2}}{X_2 - X_1}} + \frac{q}{\frac{k_{2-3} A_{2-3}}{X_3 - X_2}} + \frac{q}{\frac{k_{3-4} A_{3-4}}{X_4 - X_3}} \dots \dots \dots (1.29)$$

$$q = \frac{T_1 - T_4}{\frac{X_2 - X_1}{k_{1-2} A_{1-2}} + \frac{X_3 - X_2}{k_{2-3} A_{2-3}} + \frac{X_4 - X_3}{k_{3-4} A_{3-4}}} \dots \dots \dots (1.30)$$

La ecuación (1.29) es idéntica a la ecuación:

$$\frac{dq}{dt} = \frac{T_1 - T_4}{R_{1-2} + R_{2-3} + R_{3-4}}$$

en ella se expresa la resistencia total como la suma de las resistencias individuales. También aquí el denominador puede considerarse como la inversa del producto de un coeficiente global por una superficie.

$$\frac{1}{UA} = \frac{x_2 - x_1}{h_{1-2} A_{1-2}} + \frac{x_3 - x_2}{h_{2-3} A_{2-3}} + \frac{x_4 - x_3}{h_{3-4} A_{3-4}} \dots (1.31)$$

Cuando se utiliza el coeficiente global U , es necesario referir los cálculos a una misma superficie A .

Si todas las superficies son iguales, no hay dificultad, pero cuando son diferentes como en el flujo radial de tuberías o en su aislamiento, es costumbre (aunque no necesario) expresar el coeficiente global referido a la superficie correspondiente a la mayor resistencia.

Obsérvese que hay tres superficies h_2 , A_m (área media por la que se transmite el calor por conducción) y h_3 . El coeficiente global debe expresarse en función de una sola de ellas. Si se desea tener el coeficiente global referido a la superficie interior del tubo metálico A , los dos miembros de la ecuación (1.22) se dividen por A y por la diferencia total de temperatura $T_1 - T_4$, consiguiendo así el coeficiente global referido a la superficie h_2 , como indica la siguiente ecuación.

$$\frac{q}{A_2(T_1 - T_4)} = U_2 = \frac{1}{\frac{1}{h_{1-2}} + \frac{(x_3 - x_2) A_2}{k_m A_m} + \frac{A_2}{h_{3-4} h_3}} \dots (1.32)$$

Como la superficie de un cilindro (tubería) varía directamente con el diámetro, en la ecuación:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{T_1 - T_4}{R_{1-2} + R_{2-3} + R_{3-4}}$$

puede sustituirse el cociente de las superficies por la relación de diámetros.

$$U_2 = \frac{1}{\frac{1}{h_{1-2}} + \frac{(X_3 - X_2) D_2}{km D_m} + \frac{D_2}{h_{3-4} D_3}} \dots (1.33)$$

Es evidente que para determinar los coeficientes, h_{1-2} y h_{3-4} por la ecuación (1.33), necesitamos de otra, pues una vez determinado el coeficiente global, conocidos los diámetros y la conductividad del tubo, aún existen dos incógnitas para una sola ecuación. Si se mide la temperatura en el tubo medio del espesor de la pared metálica, por medios apropiados este valor podría tomarse como la temperatura media de la pared, pudiéndose determinar entonces T_2 y T_3 a partir del incremento total de temperatura obtenido por la ecuación:

$$q = \frac{2\pi l km}{x} [km (T_1 - T_2)] \dots (1.34)$$

Se puede entonces, aplicar la ecuación:

$$q = h A (T_1 - T_2) \dots (1.35)$$

y calcular, por separado los dos coeficientes de convección.

Medir la temperatura en el interior del sólido supone serias dificultades. Se puede llegar a tener un valor para la temperatura media midiendo la resistencia eléctrica del tubo, pero es necesario conocer su variación con la temperatura. Han tenido poco éxito los intentos realizados para medir la temperatura insertando pares termoeléctricos en la pared del tubo, de tal forma que las alteraciones que se produzcan en el punto de

partida sean mínimas.

En la práctica, para calcular los coeficientes globales, conocidos los de convección, se emplean las fórmulas anteriores, (1.32) y (1.33).

Debe tenerse presente que la superficie para una película de líquido o para un coeficiente de convección es, siempre la superficie del sólido en contacto con el fluido. En el caso del coeficiente global, la superficie de referencia puede ser cualquiera de ellas.

En dos fluidos cualesquiera, separados por una pared conductora, se tiene siempre que el intercambio de calor se verifique exclusivamente entre ellos, que la velocidad con que el cuerpo más caliente se enfría es igual a la velocidad con que se calienta el más frío, y ésta será también la velocidad de transmisión calorífica a través de la pared del tubo. Si ambos fluidos circulan en régimen estacionario, independientemente de que su movimiento tenga lugar en contracorriente o en corriente paralela, podrá formularse para un elemento diferencial de la superficie de transmisión la siguiente expresión matemática:

$$(C_p)_h W_h dT_h = U (T_h - T_c) dA = (C_p)_c W_c dT_c \dots (1.36)$$

siendo C_p = Capacidad calorífica específica kcal/kg °C

W = Caudal de líquido en kg/hr

dT = Aumento diferencial de temperatura (°C)

U = Coeficiente global de transmisión calorífica - referido a un dA kcal/hr °C m^2

dA = Elemento diferencial del área de transmisión - de calor (m^2)

Los subíndices h y c se refieren al líquido caliente y frío, respectivamente.

Ordenando e integrando la ecuación (1.36) entre las temperaturas de entrada y de salida.

$$\int_{T_{c1}}^{T_{c2}} \frac{W_c (Cp)_c dT_c}{U (T_h - T_c)} = \int_0^A dA = A = \int_{T_{h1}}^{T_{h2}} \frac{W_h (Cp)_h dT_h}{U (T_h - T_c)} \dots (1.37)$$

Cuando $W_c (Cp)_c$ y $W_h (Cp)_h$ son constantes, T_h es una función lineal de T_c

$$dT_h = - \frac{W_c (Cp)_c}{W_h (Cp)_h} dT_c; \quad T_h = aT_c + b$$

$$T_h - T_c = (a - 1) T_c + b \dots (1.38)$$

Si U es también constante

$$\frac{W_c (Cp)_c}{U} \int \frac{dT_c}{T_h - T_c} = A \dots (1.39)$$

Puesto que $T_h - T_c$ es función lineal de T_c , la integral de la ecuación es de la misma forma que

$$\text{media aritmética} \int_{x_1}^{x_2} x dx = \frac{x_2^2 - x_1^2}{2} = x_m (x_2 - x_1)$$

$$x_m = \frac{x_2 + x_1}{2}$$

$$\text{media logarítmica} \int_{x_1}^{x_2} \frac{dx}{x} = \ln \frac{x_2}{x_1} = \frac{x_2 - x_1}{x_m} \quad x_m = \frac{x_2 - x_1}{\ln \frac{x_2}{x_1}}$$

y la diferencia térmica media es la logarítmica.

$$(T_h - T_c)_m = \frac{(T_h - T_c)_2 - (T_h - T_c)_1}{\ln \frac{(T_h - T_c)_2}{(T_h - T_c)_1}} \dots (1.40)$$

Donde los subíndices 1 y 2 se refieren a los dos extremos de la superficie de transmisión. La cantidad de calor transmitido será:

$$q = W_c (C_p)_c dT_c = UA (T_h - T_c)_m \dots (1.41)$$

Si U no es constante, pero puede expresarse como función lineal de T_c o de $(T_h - T_c)$

$$U = \alpha T + \beta \dots (1.42)$$

la ecuación (1.18) se transforma en:

$$W_c (C_p)_c \int_{T_{c1}}^{T_{c2}} \frac{dT_c}{U (T_h - T_c)} = A \dots (1.43)$$

Substituyendo U por su valor de la ecuación (1.42) y $(T_h - T_c)$ por el suyo de la ecuación (1.38)

$$W_c (C_p)_c \int \frac{dT_c}{\alpha(a-1)T_c^2 + [\alpha b + \beta(a-1)] [T_c + \beta b]} = A$$

24

(1.44)

La ecuación (1.44) puede integrarse y simplificarse

$$W_c (Cp)_c \left[\frac{T_{c2} - T_{c1}}{u_2 (T_h - T_c)_2 - u_1 (T_h - T_c)_2} \ln \frac{u_2 (T_h - T_c)_1}{u_1 (T_h - T_c)_2} \right] = A \quad (1.45)$$

La ecuación (1.45) puede escribirse:

$$W_c (Cp)_c \frac{T_{c2} - T_{c1}}{u (T_h - T_c)_m} = A \dots \dots (1.46)$$

Igualando las ecuaciones (1.43) y (1.46) y despejando $u (T_h - T_c)_m$ se tiene:

$$\left[u (T_h - T_c) \right]_m = \frac{u_2 (T_h - T_c)_1 - u_1 (T_h - T_c)_2}{\ln \frac{u_2 (T_h - T_c)_1}{u_1 (T_h - T_c)_2}} \dots \dots (1.47)$$

$$\hat{o}: \quad q = W_c (Cp)_c \Delta T_c = A \left[u (T_h - T_c) \right]_m \dots (1.48)$$

de donde:

$$q = A \frac{u_1 T_2 - u_2 T_1}{\ln \frac{u_1 T_2}{u_2 T_1}} \dots \dots (1.49)$$

CAPITULO I.3

ANALISIS DIMENSIONAL.

El método de correlacionar cierto número de variables en una sola ecuación, expresando su efecto, se conoce como análisis dimensional. Ciertas ecuaciones que describen fenómenos físicos pueden obtenerse racionalmente de leyes básicas derivadas de experimentos. Un ejemplo de esto es la constante gravitacional. Otros efectos pueden describirse por ecuaciones diferenciales, y el curso o extensión del fenómeno se puede deducir --, or medio del cálculo. Existen otros fenómenos en los que hay --insuficiente información para permitir la formulación, ya sea --de las ecuaciones diferenciales o de una noción clara del fenómeno al cual se le puedan aplicar leyes fundamentales. Este último grupo debe ser estudiado experimentalmente, y la correlación de las observaciones es un acercamiento empírico a la ecuación. Las ecuaciones que pueden obtenerse teóricamente son también obtenidas de modo empírico, pero lo contrario no es cierto.

Bridgman ha presentado, la prueba más extensa de los principios matemáticos en los que se basa el análisis dimensional. Debido a que éste opera únicamente con las dimensiones de las variables, no se pueden producir resultados numéricos directos a partir de las variables, sino que se producen módulos por medio de los cuales los datos observados pueden combinarse y establecerse así la influencia relativa de las variables. Como --tal, es una de las piedras fundamentales del estudio empírico. --Establece que cualquier combinación de números y dimensiones, --tales como cinco kilos o cinco metros, poseen dos aspectos identificantes, uno de la pura magnitud (numérico) y otro cuantitativo (dimensional). Las dimensiones fundamentales son cantidades tales como: longitud, tiempo y temperatura, que son directamente medibles. Dimensiones derivadas son aquellas que se expresan en términos de las dimensiones fundamentales, tales como --velocidad = longitud / tiempo, o densidad = masa / longitud. --

Los resultados finales de un análisis dimensional pueden quedar establecidos como sigue: si una variable dependiente teniendo - dimensiones dadas depende de alguna relación dentro de un grupo de variables, las variables individuales del grupo deben relacionarse de tal manera que las dimensiones netas del grupo sean idénticas con aquellas de la variable dependiente. Las variables independientes pueden estar también relacionadas de tal manera que las variables dependientes se definan por la suma de - varios grupos diferentes de variables, en que cada grupo tenga las dimensiones netas de la variable dependiente. Como una ilustración muy simple, considérese la ecuación de continuidad, la que muy frecuentemente es escrita en los textos de física elemental y termodinámica en la forma de:

$$w = \frac{u a}{v} \dots (1.30)$$

Donde w = razón de flujo de fluido, peso / tiempo

u = velocidad del fluido en el conducto, longitud / tiempo

a = área transversal del conducto, longitud x longitud = L^2

v = volumen específico, longitud x longitud x longitud / peso = Longitud³/peso.

¿Por qué la ecuación (1.30) tiene esta forma particular? u , a y v deben estar de tal manera relacionadas que sus dimensiones netas sean las mismas que aquella de la variable dependiente w , es decir, peso / tiempo. Una ecuación que comprenda números puros y dimensiones debe estar correcta respecto a ambos. Comprobando las dimensiones solamente, escritas para las variables en la ecuación (1.30)

$$\frac{\text{Peso}}{\text{tiempo}} = \frac{\text{longitud}}{\text{tiempo}} \times \text{longitud}^2 \times \frac{1}{\frac{\text{longitud}^3}{\text{peso}}} = \frac{\text{peso}}{\text{tiempo}}$$

Se ve que las dimensiones del lado izquierdo son idénticas con las dimensiones netas del grupo solamente cuando las variables de éste se arreglan en la forma particular indicada por la fórmula. Las tres variables independientes dan un resultado en peso / tiempo únicamente cuando se arreglan de la manera, u^a, v^b contrariamente, se puede deducir que la forma de una ecuación se determina únicamente por sus dimensiones, la forma que produce igualdad dimensional representa la necesaria interrelación entre las variables. Cualquier ecuación física puede escribirse y evaluarse en términos de una serie de potencias -- que contengan todas las variables. Si no se conociera la forma en la ilustración anterior y se deseara encontrar la correlación que debe existir entre las variables w, u, a y v , se podría expresar por una serie de potencias.

$$\phi(w, u, a, v) = \alpha w^b u^c a^d v^e + \alpha' w^{b'} u^{c'} a^{d'} v^{e'} + \dots = 0$$

Los factores α y α' son constantes adimensionales de proporcionalidad. Puesto que las dimensiones de todos los términos consecutivos de las series son idénticas, no es necesario considerar ningún otro término además del primero. Según esto, se puede escribir:

$$\phi'(w^b u^c a^d v^e) = 1$$

donde ϕ' indica la función. Haciendo arbitrariamente $b = -1$ de manera que w no aparezca en la ecuación final elevada a un exponente fraccionario.

$$w = \alpha u^c a^d v^e$$

Sustituyendo dimensiones.

$$\frac{\text{Peso}}{\text{tiempo}} = \alpha \left(\frac{\text{longitud}}{\text{tiempo}} \right)^c \times (\text{longitud}^2)^d \times \left(\frac{\text{longitud}^3}{\text{peso}} \right)^e \dots (1.31)$$

Si un grupo de variables independientes establecen igualdad numérica con una variable dependiente, lo mismo sucede con sus dimensiones. La ecuación (1.31) establece esta condición. Los exponentes c , d y e , deben asumir los valores necesarios para efectuar la igualdad dimensional entre el lado derecho y el izquierdo. El resto de la solución es meramente evaluar c , d y e , por simple algebra. Sumando los exponentes de las dimensiones de ambos lados y recordando que un exponente ce no reduce un número a la unidad.

$$\begin{aligned} \Sigma \text{ longitud } 0 &= c + 2d + 3e \\ \Sigma \text{ peso } 1 &= -e \\ \Sigma \text{ tiempo } 1 &= -c \end{aligned}$$

Resolviendo por la incógnita, d resulta ser $+1$. Los tres exponentes son entonces: $c = +1$, $d = +1$ y $e = -1$. Sustituyendo en la ecuación (1.31)

$$w = \alpha u^{+1} a^{+1} v^{-1} = \alpha \frac{u a}{v}$$

Ya que esta es una correlación exacta, el valor de la constante de proporcionalidad es igual a 1.0 y

$$w = \frac{u a}{v}$$

Así por métodos puramente algebraicos se ha establecido la forma correcta de la ecuación. Esto ha sido una ilustración en extremo elemental, en la cual todos los exponentes fueron números enteros y las variables dependientes e independien-

tes se expresaron únicamente con tres clases de dimensiones: peso, longitud y tiempo. En los sistemas que involucran a la mecánica y el calor, es a menudo necesario emplear otras dimensiones como temperatura y una unidad derivada de calor H, Btu o caloría.

En ingeniería mecánica y química es costumbre usar un conjunto de seis dimensiones. Fuerza F, calor H, longitud L, masa M, temperatura T y tiempo θ. Sin embargo, una de las alternativas importantes oscila acerca de la unidad de fuerza y la unidad de masa. En la ilustración precedente se usó peso. La correlación será válida ya sea que se use la libra-masa o gramo-masa, o la libra-fuerza (poundal) o el gramo-fuerza (dina), ya que el peso se trató siempre de la misma forma. Considere un sistema en el cual la masa es una dimensión fundamental como M, L, T y θ. De la ecuación de la aceleración, fuerza = masa x aceleración.

$$F = M L \theta^{-2}$$

En otro sistema de dimensiones puede ser más conveniente considerar la fuerza como dimensión fundamental, en este caso, la masa se expresa por:

$$M = F L^{-1} \theta^2$$

Cuando algunas de las variables son expresadas comúnmente en unidad de fuerza, tal como la presión FL^{-2} , y otras variables por unidades de masa tal como la densidad M/L^3 , es necesario introducir una constante dimensional en la serie antes de resolver por los exponentes. La constante que relaciona a M y F naturalmente tiene las dimensiones de la constante de aceleración gravitacional $L \theta^{-2}$. También se presenta una situación similar cuando se describe un fenómeno por el cual hay cambios de trabajo o de energía cinética en el sistema. Algunas variables pueden ordinariamente expresarse en términos de energía calórica tales como el Btu. Se debe introducir un factor de con

versión que es calor equivalente del trabajo, para convertir TL a H o viceversa. La constante es equivalente de energía cinética del calor $M L^2/H O^2$. Cierta número de variables comunes y constantes dimensionales se dan en la tabla 3 junto con sus dimensiones netas en un sistema de seis dimensiones. Se incluyen conjuntos típicos de unidades métricas y de Ingeniería.

ANÁLISIS DE LA FORMA DE LA ECUACION DE CONVECCION FORZADA.

La razón de transferencia de calor por convección forzada a un fluido incomprensible que viaja en flujo turbulento por una tubería de diámetro uniforme a flujo de masa constante, se ha encontrado que es influida por la velocidad u , densidad, calor específico, conductividad térmica k , viscosidad, así como por el diámetro interno de la tubería D . La velocidad, viscosidad, densidad y diámetro interno de la tubería, afectan el groso de la película del fluido en la pared del tubo a través de la cual el calor debe ser conducido primero, también tiene influencia sobre el grado de la mezcla del fluido. k es la conductividad térmica del fluido, y el calor específico refleja la variación del promedio de la temperatura del fluido como resultado de la absorción uniforme de calor. ¿Que relación hay entre el coeficiente de película o régimen de transferencia de calor $h_i = H/\theta L^2 T$ (tal como Cal/h cm² °C) y las otras variables?

Solución.- No se conoce si todos los términos de energía serán expresados mecánica o térmicamente por las dimensiones de variables, de manera que la constante dimensional $K=H/L$ debe incluirse. Si todas las dimensiones se combinan para dar únicamente cantidades térmicas tales como Btu. que aparecen en las dimensiones de h , el exponente i de K en las series deberá ser cero, y la constante se reducirá dimensionalmente a 1.0 un número puro.

$$h_i, u, \rho, c, D, k, \mu, K_H$$

$$h_i = \alpha u^a \rho^b c^d D^e h^f \mu^g K_H^i$$

$$\frac{H}{\theta L^2 T} = \alpha \left(\frac{L}{\theta}\right)^a \left(\frac{M}{L^3}\right)^b \left(\frac{H}{MT}\right)^d (L)^e \left(\frac{H}{\theta LT}\right)^f \left(\frac{M}{L\theta}\right)^g \left(\frac{ML^2}{H\theta}\right)^i$$

Sumando exponentes,

$$\Sigma H, \quad 1 = d + f - i$$

$$\Sigma L, \quad -2 = a - 3b + e - f - g + 2i$$

$$\Sigma M, \quad 0 = b - d + g + i$$

$$\Sigma T, \quad -1 = -d - f$$

$$\Sigma \theta, \quad -1 = -a - f - g - 2i$$

Resolviendo simultáneamente,

$$a = a$$

$$b = a$$

$$d = 1 - f$$

$$e = a - 1$$

$$f = f$$

$$g = 1 - f - a$$

$$i = 0$$

Sustituyendo,

$$h_i = \alpha u^a \rho^a c^{1-f} D^{a-1} h^f \mu^{1-f-a} K_H^0$$

o agrupando términos,

$$\frac{h_i D}{h} = \alpha \left(\frac{Du\rho}{\mu}\right)^a \left(\frac{c\mu}{h}\right)^{1-f}$$

donde α , a y $1-f$ deben evaluarse de un mínimo de tres grupos - de datos experimentales. Sustituyendo la velocidad de masa por $\mu\rho$.

$$\frac{h_i D}{k} = \alpha \left(\frac{DG}{\mu} \right)^a \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{1-f}$$

A los grupos adimensionales hD/k y $C\mu/k$, igual que el número de Reynolds, se han asignado nombres en honor de los primeros investigadores en el campo de la mecánica de fluidos y transferencia de calor. Uno de los aspectos más útiles del análisis dimensional es su habilidad de proveer correlaciones entre variables cuando la información acerca de un fenómeno es incompleta. Uno podría especular que tanto la fricción del fluido y la convección forzada, son influenciadas por la tensión superficial del fluido. La tensión superficial podría haber sido incluida como variable y obtenido una nueva ecuación, aún cuando la forma de las ecuaciones tendría que ser alterada considerablemente. Sin embargo, se encontraría que los exponentes para cualquier grupo adimensional que involucra la tensión superficial serían casi cero cuando se evaluarán de datos experimentales. Así que las ecuaciones obtenidas arriba se pueden considerar como formuladas a partir de la información incompleta. En cualquier caso, se obtiene una correlación mediante el análisis dimensional.

UNIDADES CONSISTENTES.

Al establecer las fórmulas precedentes, las dimensiones fueron referidas a términos generales tales como longitud, tiempo, temperatura, etc., sin especificar las unidades de las dimensiones. La dimensión es la cantidad básica medible y una convención ha establecido un número de unidades básicas diferentes tales como temperatura, °F, °C, área, pie cuadrado, pulgada cuadrada, metro cuadrado, centímetro cuadrado; tiempo segundo u hora, etc. Para que las dimensiones netas de las variables puedan obtenerse por cancelación entre las dimensiones fundamenta-

les y derivadas, todas deben emplear las mismas unidades básicas medibles. Esto es, si algunas variables emplean dimensiones que contengan longitud tal como la velocidad L/T , densidad M/L^3 , y conductividad térmica $H/θLT$, cada una debe emplear la misma unidad básica de longitud tal como pie. Así, cuando se sustituyen los valores de las variables en los grupos adimensionales, no es permitido usar las dimensiones de alguna variable en pies algunas en pulgadas y aún otras en centímetros. Sin embargo, es aceptable cualquier unidad de longitud siempre y cuando todas las longitudes involucradas en las variables sean expresadas en la misma unidad de longitud. La misma regla se aplica a las otras dimensiones fundamentales y derivadas. Cuando un grupo de dimensiones se expresa en esta forma, se llama unidades consistentes. Cualquier grupo de unidades consistentes, dará el mismo resultado numérico cuando los valores de las variables se sustituyen en los grupos adimensionales.

TABLA No. 3

TABLA 3. DIMENSIONES Y UNIDADES

Dimensiones: * Fuerza = F, calor = H, longitud = L, masa = M, temperatura = T, tiempo = θ . La fuerza-libra es el poundal, la fuerza-gramo es la dina

Símbolo	Cantidad: unidades consistentes métricas y de ingeniería	Dimensiones
<i>g</i>	Aceleración de la gravedad, pie/h ² , cm/seg ²	L/θ^2
<i>A</i>	Area o superficie, pies ² , cm ²	L^2
<i>H</i>	Calor, Btu, cal	<i>H</i>
<i>c</i>	Calor específico, Btu/(lb)/(°F), cal/(g)(°C)	H/MT
β	Coefficiente de expansión térmica, 1/°F, 1/°C	$1/T$
<i>k</i>	Conductividad térmica, Btu/(h)(pie ²)(°F)/(pie), cal/(seg)(cm ²)(°C cm)	$H/LT\theta$
<i>K_H</i>	Conversión de energía cinética a calor	$ML^2/H\theta^2$
<i>K_M</i>	Conversión de fuerza a masa	$M/L/F\theta^2$
ρ	Densidad, lb/pie ³ , g/cm ³	M/L^3
<i>D</i>	Diámetro, pie, cm	<i>L</i>
α	Difusividad térmica, pie ² /h, cm ² /seg	L^2/θ
<i>k_v</i>	Difusividad (volumétrica), pie ³ /h, cm ³ /seg	L^3/θ
<i>J</i>	Equivalente mecánico del calor (fuerza-libra)(pie)/Btu, (fuerza-gramo)(cm)/cal	$H/L/H$
τ	Esfuerzo, fuerza-libra/pie ² , fuerza-gramo/cm ²	F/L^2
<i>W</i>	Fujo de masa, lb/h, g/seg	M/θ
<i>F</i>	Fuerza, fuerza-libra (poundal), fuerza-gramo (dina)	<i>F</i>
<i>L</i>	Longitud, pie, cm	<i>L</i>
<i>M</i>	Masa, lb, g	<i>M</i>
<i>P₀</i>	Potencia, (fuerza-libra)(pie)/h (fuerza-gramo)(cm)/seg	FL/θ
<i>P</i>	Presión, fuerza-libra/pie ² , fuerza-gramo/cm ²	F/L^2
<i>r</i>	Radio, pie, cm	<i>L</i>
<i>T</i>	Temperatura, °F, °C	<i>T</i>
σ	Tensión superficial, fuerza-libra/pie, fuerza-gramo/cm	F/L
θ	Tiempo h, seg	θ
<i>w₀</i>	Trabajo (fuerza-lb)(pie), (fuerza-g)(cm)	FL
<i>t_i</i>	Resistividad térmica, (°F)(pie)(h)/Btu, (°C)(cm)(seg)/cal	$L^2\theta/H$
<i>v</i>	Velocidad, pie/h, cm/seg	L/θ
<i>V</i>	Velocidad de masa, lb/(h)(pie ²), g/seg(cm ²)	$M/\theta L^2$
<i>ν</i>	Viscosidad, (fuerza-lb)(h)/pie ² , (fuerza-g)(seg)/cm ²	$F\theta/L^2$
μ	Viscosidad absoluta, lb/(pie)(h), g/(cm)(seg)	$M/L\theta$
<i>v</i>	Volumen específico, pie ³ /lb, cm ³ /g	L^3/M

* Para un sistema sin cambios de calor éstos se reducen automáticamente a $FLM\theta$.

CAPITULO I.4

TEMPERATURA

La diferencia de temperatura entre un fluido y la pared de un tubo.

Antes de tratar de evaluar las constantes para una ecuación de convección forzada a partir de datos experimentales, debe tomarse en consideración otro factor. Cuando un líquido fluye a lo largo del eje de un tubo y absorbe o transmite calor sensible, la temperatura del líquido varía en la longitud del tubo. En el caso de flujo de calor de una pared plana, la temperatura sobre el área completa de cada cara de la pared fue idéntica y las diferencias de temperatura fueron simplemente las diferencias entre cualquier punto de las dos caras. Si la temperatura de la circunferencia interior de la pared de un tubo es casi constante en toda su longitud, como sucede cuando el fluido dentro del tubo se calienta por vapor, habrá dos diferencias de temperatura distintas en los finales: una entre la pared del tubo y el líquido que entra y otra en el otro extremo entre la pared del tubo y el líquido calentado. ¿Cuál es la diferencia de temperatura apropiada para usarse en la ecuación?

$$Q = h_i A_i (t_p - t) = h_i A_i \Delta t_i \dots (1.40)$$

Donde t_p es la temperatura constante de la pared interior del tubo y t es la temperatura variante del líquido dentro del tubo.

Refiriéndonos a la figura (1.4) la temperatura constante de la pared interior del tubo se muestra por la línea horizontal t_p . Si se supone que el calor específico es constante para el líquido, el aumento en la temperatura es proporcional al calor total recibido por el líquido al pasar de la temperatura interior t_p a la temperatura exterior t y si h se considera constante.

$$dQ = h_i dA_i \Delta t_i \dots \dots \dots (1.41)$$

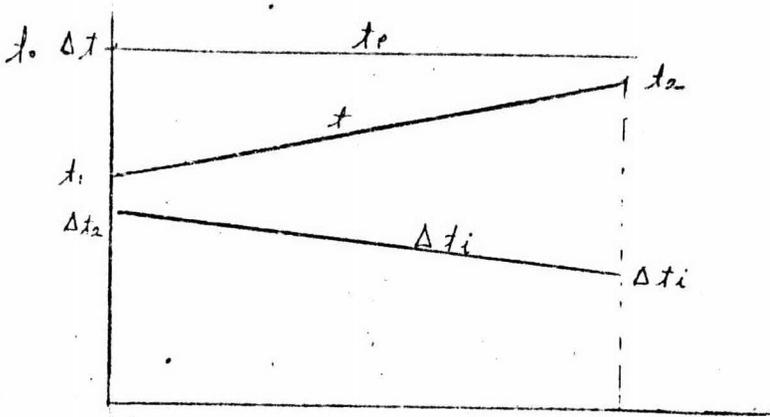


Figura 1.4 .- Diferencia de temperatura entre un fluido y la pared del tubo.

La pendiente de la línea inferior que define la diferencia de temperatura t_i como función de Q es:

$$\frac{d\Delta t_i}{dQ} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{Q} \dots \dots \dots (1.42)$$

Donde $\Delta t_2 = t_p - t_1$ y $\Delta t_1 = t_p - t_2$. Eliminando dQ de las (1.42 y 1.40).

$$\frac{h_i dA_i}{Q} (\Delta t_2 - \Delta t_1) = \int_{\Delta t_1}^{\Delta t_2} \frac{d\Delta t_i}{\Delta t_i} \dots \dots (1.43)$$

$$\text{Integrando: } Q = \frac{h_i A_i (\Delta t_2 - \Delta t_1)}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} \dots (1.44)$$

La expresión $\frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \Delta t_2 / \Delta t_1}$ es la medida logarítmica

de la diferencia de temperaturas y se observan L T D y el valor de h_i que se computó de $k = h_i A_i \Delta t_i$ cuando Δt_i es el medio logarítmico, es un valor específico de h_i . Si el valor de Δt_i fuera tomado arbitrariamente como el medio aritmético, de Δt_2 y Δt_1 el valor de h_i tendría que designarse de manera que indicara que no corresponde al medio logarítmico de las temperaturas. Cuando Δt_2 y Δt_1 se aproximan a la igualdad, la media aritmética y la logarítmica se asemejan una a otra. En datos experimentales la temperatura de la pared interior del tubo t_p se ha calculado del valor reportado por la temperatura de la pared exterior del tubo t_m . La media logarítmica de las diferencias $t_p - t_1$ y $t_p - t_2$ se usó para calcular Δt_i .

En forma experimental la temperatura reportada como de la tubería fue el resultado de un promedio del uso de un cierto número de termopares, que en realidad no ofrecieron valores constantes a lo largo del tubo. Ordinariamente, no es posible en el equipo industrial medir estos promedios de temperatura en las tuberías. Únicamente las temperaturas de entrada y salida de los fluidos calientes y fríos se conocen o pueden ser medidos, y se hace referencia como las temperaturas de proceso.

Existen diferentes procedimientos para tratar de determinar en la forma más aproximada posible la temperatura de la pared del tubo, véase la que aquí se propone en la sección del cálculo.

La gráfica de la temperatura vs longitud de tubo - - - (t vs L), para un sistema de dos tubos concéntricos en el cual el fluido en el ángulo es vapor saturado y en la longitud conside

rada se mantiene la temperatura aproximadamente constante a lo largo de éste sistema y el fluido de operación (agua en este caso) se calienta sensiblemente se muestra en las figuras (4 y 5). Cuando los dos fluidos viajan en direcciones opuestas a lo largo del tubo. En la figura (4) están en contracorriente. Cuando los dos fluidos viajan en la misma dirección como en la figura (5) están en flujo paralelo. La temperatura del fluido en el tubo interior varía de acuerdo con una curva a medida que se desplaza a lo largo de la longitud del tubo, y la temperatura del fluido en el ánulo se supone que no varía (se supone que se mantiene la presión constante, los T requeridos son en realidad pequeños) de donde se representa con una recta horizontal; la diferencia de temperatura a cualquier distancia del origen donde $L = 0$ es la distancia vertical entre las dos curvas.

Los tubos concéntricos de las figuras (4 y 5) llevan juntas dos corrientes, cada una teniendo un coeficiente de película particular. Por conveniencia, el método para calcular la diferencia de temperaturas entre las dos, deberá emplear únicamente las temperaturas del proceso, ya que generalmente son las únicas conocidas. Para establecer las diferencias de temperatura en esta forma entre una temperatura general T del fluido caliente y alguna temperatura t del fluido frío, es necesario hacer estimaciones también para todas las resistencias entre las dos temperaturas.

En el caso de dos tubos concéntricos, siendo el interior delgado, las resistencias encontradas son: la resistencia de la película del fluido en el tubo, la resistencia de la pared del tubo, l_m/k_m y la resistencia de la película en el fluido en el ánulo. Puesto que Q es igual a $\Delta t / \Sigma R$ como ya se ha dicho.

Se obtienen valores de los coeficientes a partir de balances térmicos entre los dos fluidos, el que da calor y el que lo recibe.

fig (4)
CONTRACORRIENTE

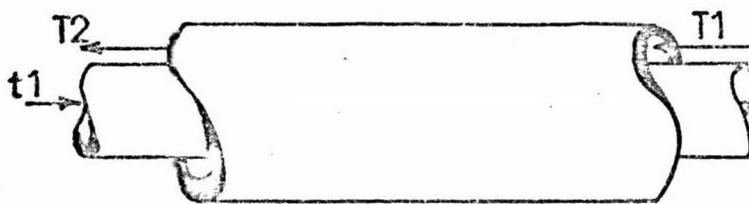
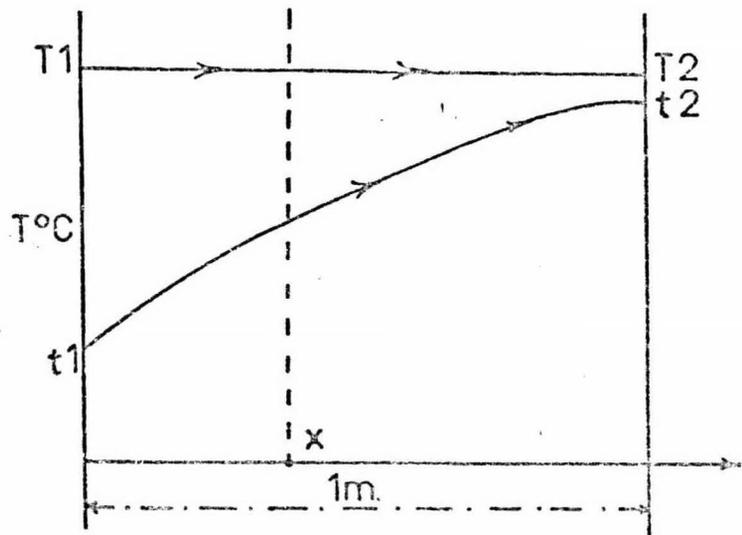
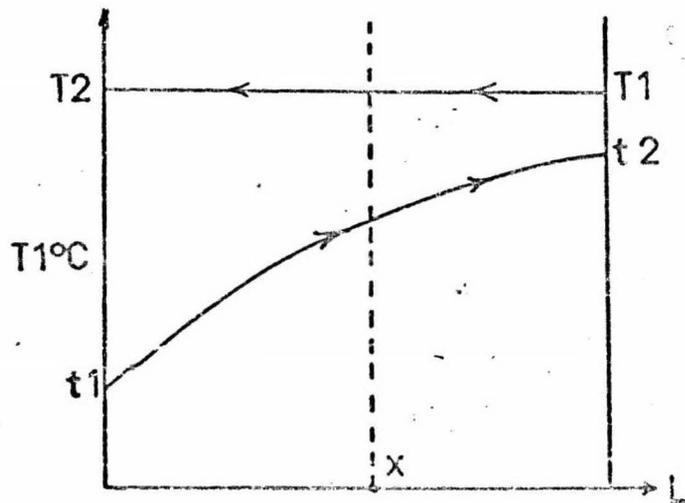
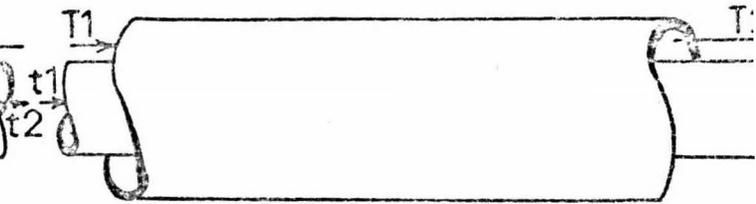


fig (5)
FLUJO PARALELO



PROMEDIO LOGARÍTMICO DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA.

FLUJO EN CONTRACORRIENTE.

Generalmente ambos fluidos experimentan variaciones de temperatura que no son líneas rectas cuando las temperaturas se grafican contra longitudes como en las figuras (4 y 5). Aunque en cualquier punto $(T - t)$ entre las dos corrientes, difieran, aún así, conducirán al mismo resultado de la ecuación 1.45

$$Q = \frac{h_i A_i (\Delta t_2 - \Delta t_1)}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} \dots \dots \dots 1.45$$

en la cual el promedio logarítmico de la diferencia de temperaturas se obtuvo de un estudio de $T - t$ vs l , puesto que ella permite la identificación de la diferencia de temperatura en cualquier punto a lo largo de la longitud del tubo. Después, cuando se encuentren trayectorias del flujo más complejas, esta información será esencial. Aún cuando dos fluidos pueden transferir calor en un aparato de tubos concéntricos, ya sea en contra-corriente o flujo paralelo, la dirección relativa de los dos fluidos influye en el valor de la diferencia de temperatura. Este punto debe ser suficientemente puntualizado. Cualquier trayectoria de flujos formados por dos fluidos debe identificarse con sus diferencias de temperatura. Para la derivación de la diferencia de temperatura entre dos fluidos de la figura (4) en contra-corriente, se deben hacer las siguientes suposiciones:

- 1.- El coeficiente total de transferencia de calor U es constante en toda la trayectoria.
- 2.- Los litros por hora de fluido que fluyen son constantes, obedeciendo los requerimientos del estado estable.
- 3.- El calor específico es constante sobre toda la trayectoria.

4.- No hay cambios parciales de fase en el sistema, - por ejemplo vaporización o condensación. La derivación es aplicable para cambios en el calor sensible y cuando la vaporización o condensación es isotérmica en toda la trayectoria.

5.- Las pérdidas de calor son despreciables.

Aplicando la forma diferencial de la ecuación del estado a régimen permanente.

$$dQ = U (T - t) a'' dL \dots (1.46)$$

Donde a'' son los m. cuadrados de superficie por m. de longitud de tubo o

$$a'' dL = dA \dots (1.46 1)$$

De un balance diferencial de calor

$$dQ = WCdt = wcdt \dots (1.46 2)$$

donde Q es el límite cuando dQ varía de 0 a 0. En cualquier punto en el tubo de izquierda a derecha, el calor ganado por el fluido frío es igual al cedido por el fluido caliente. Tomando un balance de $L = 0$ a $L = X$.

$$WC(T - T_2) = wc(t - t_1) \dots (1.46 3)$$

de lo que

$$T = T_2 + \frac{wc}{WC} (t - t_1) \dots (1.46 4)$$

De las ecuaciones (1.46) y (1.46 2) sustituyendo por T .

$$d\Omega = w c dt = U \left[T_2 + \frac{w c}{w C} (t - t_1) - t \right] a'' dL \dots (1.46 5)$$

t y L son los únicos variables. Colectando términos de t y L

$$\int U \frac{a'' dL}{w c} = \int \frac{dt}{T_2 - \frac{w c}{w C} t_1 + \left(\frac{w c}{w C} - 1 \right) t} \dots \dots \dots (1.46 6)$$

El miembro derecho es de la forma

$$\int \frac{dt}{a_1 + b_1 t} = \frac{1}{b_1} \log (a_1 + b_1 t)$$

Integrando dL entre 0 y L y dt entre t_1 y t_2 .

$$\frac{U A}{w c} = \frac{1}{\left(\frac{w c}{w C} - 1 \right)} \ln \frac{T_2 - \frac{w c}{w C} t_1 + \left(\frac{w c}{w C} - 1 \right) t_2}{T_2 - \frac{w c}{w C} t_1 + \left(\frac{w c}{w C} - 1 \right) t_1} \dots \dots \dots (1.46 7)$$

Para simplificar esta expresión sustituya para T_2 en el numerador la expresión de la ecuación (1.46 5), desarrolle el denominador, y cancele términos.

$$\frac{U A}{w c} = \frac{1}{\frac{w c}{w C} - 1} \ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \dots \dots \dots (1.46 8)$$

Sustituya para w_c/w_C la expresión de la ecuación (1.46 3)

$$\frac{UA}{w_c} = \frac{1}{\frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} - 1} \ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} = \frac{t_2 - t_1}{(T_1 - t_2)(T_2 - t_1)} \ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \quad (1.46 9)$$

Puesto que $w_c(t_2 - t_1) = Q$ y sustituyendo t_2 y t_1 para las temperaturas terminales caliente y fría $T_1 - t_2$ y $T_2 - t_1$

$$Q = UA \left(\frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \Delta t_2 / \Delta t_1} \right) \dots \dots (1.47 0)$$

Si la diferencia entre las dos terminales $t_2 - t_1$ se escribe de manera que sea positiva, entonces la razón de las dos terminales tomadas en el mismo orden es numéricamente mayor que uno eliminándose cualquier confusión debido a los signos negativos. La expresión entre paréntesis en la ecuación (1.470) es de nuevo el medio logarítmico o la media logarítmica de la diferencia de temperaturas y se abrevia (LTD). La ecuación (1.470) para flujos a contracorriente puede ser escrita.

$$Q = UA \Delta t = UA \times MLTD \dots \dots (1.470 a)$$

$$\Delta t = MLTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln (T_1 - t_2 / T_2 - t_1)} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \Delta t_2 / \Delta t_1} \dots \dots (1.471)$$

Flujo Paralelo.

Refiriéndose a la figura (6) para el caso en que ambos fluidos fluyen en la misma dirección, las ecuaciones bási-

cas son esencialmente las mismas. Para el estado estable.

$$dQ = (T - t) a'' dL$$

pero

$$dQ = W C dt = -w c dt$$

puesto que t disminuye en dirección de los incrementos de valores de T . Tomando el balance de calor entre X y el lado izquierdo.

$$W C (T - T_2) = w c (t_2 - t)$$

Considerando de nuevo la diferencia terminal caliente $t_2 = T_1 - t_1$ como la diferencia de temperatura mayor en flujo paralelo y $t_1 = T_2 - t_2$ la diferencia de temperatura menor; el resultado es:

$$Q = U A \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln (T_1 - t_1 / T_2 - t_2)} = U A \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \Delta t_2 / \Delta t_1} \dots (1.472)$$

CAPITULO I.5

REPRESENTACION DE CALENTAMIENTO Y ENFRIAMIENTO

En el flujo laminar cuando el fluido fluye isotérmicamente, se supone que la distribución de la velocidad es parabólica.

Cuando una cantidad dada de líquido se calienta a medida que se desplaza por el tubo, la viscosidad cerca de la pared de éste es menor en la parte media. El fluido cerca de la pared se desplaza a mayor velocidad que como lo haría el flujo isotérmico y modifica la distribución parabólica como se indica en la curva de calentamiento de la figura (7). Si el líquido se enfría ocurre lo contrario; el fluido cerca de la pared fluye a menor velocidad que en el flujo isotérmico produciendo la distribución de velocidad indicada para enfriamiento.

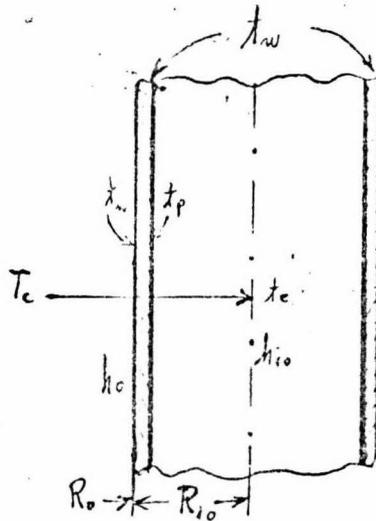


Figura (6).- Temperatura de la pared del tubo.

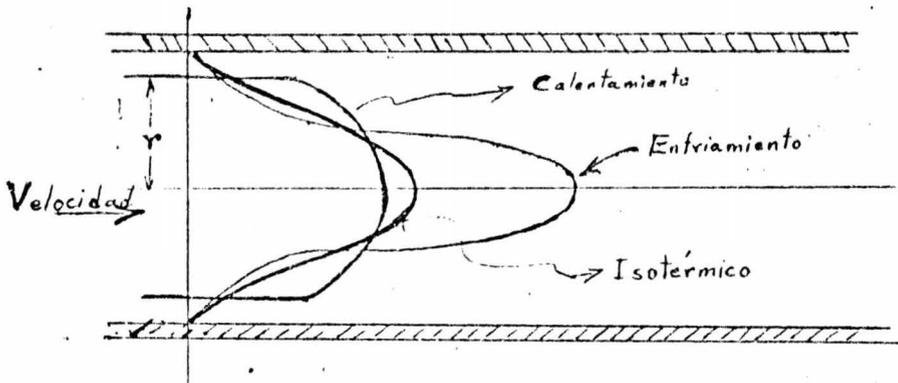


Figura (7).- Calentamiento, enfriamiento y flujo laminar isotérmico.

Para el líquido que fluye más rápidamente en la pared durante el calentamiento, algo de líquido cerca del eje central del tubo debe fluir hacia fuera en dirección de la pared para mantener el incremento de velocidad. Este es el componente radial de la velocidad que realmente modifica la naturaleza del flujo laminar.

Si los datos para calentar un aceite en un rango de temperatura dada se grafican como en la figura (7) junto con los datos para enfriar el aceite en el mismo rango de temperatura, se obtienen dos familias de puntos. Los datos para calentamiento dan mayores coeficientes de transferencia de calor que aquellos de enfriamiento. Colburn se abocó a convertir ambos datos a una línea isotérmica. Fue capaz de emplear de una ecuación básica de la forma (1.50)

$$\frac{h_i D}{k} = \alpha \left[\left(\frac{DG}{\mu} \right) \left(\frac{C_p \mu}{k} \right) \left(\frac{D}{L} \right) \right]^{d+1} \dots (1.50)$$

multiplicando el miembro derecho por la razón adimensional ---

$(\mu/\mu_f)^{n'}$ donde μ es la viscosidad a la temperatura calórica y $(\mu/\mu_f)^{n'}$ es la viscosidad a una temperatura de película arbitraria definida para flujo laminar por

$$t_f = t_{av} + 1/4 (t_w - t_{av}) \dots (1.51)$$

y para flujo turbulento por

$$t_f = t_{av} + 1/2 (t_w - t_{av}) \dots (1.52)$$

Nomenclatura de las formulas anteriores.

t_f	Temperatura de la película.
t_w	Temperatura de la pared exterior del tubo.
γ'	Constante de proporcionalidad, adimensional.
μ	Viscosidad a la temperatura media o calórica.
μ_f	Viscosidad a las temperaturas de la película y pared del tubo, respectivamente.

Exponentes.

d, p, q, n', n'', n''' Constantes.

Siede y Tate correlacionaron una gran cantidad de datos para tubos más bien que para tuberías, y obtuvieron un factor adimensional

$$(\mu/\mu_w)^{n''}$$

donde μ_w es la viscosidad a la temperatura de la pared del tubo t_w .

Usando la corrección de Siede y Tate la ecuación para flujo laminar se transforma en:

$$\frac{h_i D}{k} = \alpha \left(\frac{DG}{\mu} \right)^p \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^q \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{r'''} \dots (1.53)$$

La ecuación

$$\frac{h_i D}{k} = \alpha \left(\frac{D^{1/2} \rho}{\mu} \right)^p \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^q = \alpha \left(\frac{DG}{\mu} \right)^p \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^q \dots (1.54)$$

Para flujo turbulento es:

$$\frac{h_i D}{k} = \alpha \left(\frac{DG}{\mu} \right)^p \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^q \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{r'} \dots (1.55)$$

Incorporando el factor de correlación para calentamiento y enfriamiento en esta forma, se obtiene una curva simple -- tanto para calentamiento y enfriamiento, puesto que el valor de μ/μ_w es mayor que 1.0 para calentamiento de líquidos y menor de 1.0 para enfriamiento de los mismos. Ya que las viscosidades de los gases aumentan en lugar de disminuir con las altas temperaturas las desviaciones para la distribución isotérmica de las velocidades son contrarias a las de los líquidos.

$$\frac{h_i D}{k} = Z \left(\frac{Dv \rho}{\mu} \right)^a \left(\frac{\mu C_p}{k} \right)^b \left(\frac{L}{D} \right)^c \dots (1.56)$$

La concordancia con los resultados experimentales es la mejor prueba de la validez de esta ecuación. Su valoración -- práctica dependerá de tres series de experimentos, en la primera serie se determinará la relación entre los números de -- -- -- Husselt (o de Stanton) y de Reynolds, manteniendo constantes los otros grupos. En la segunda serie de igual forma que en la anterior, se determinará la relación entre los números de Husselt y de Prandtl. Por último la tercera buscará la dependencia entre-

el *Nusselt* y la relación L/D . La fórmula (1.56) es, sin duda, la más adecuada para estudiar la influencia de la viscosidad sobre el coeficiente de transmisión calorífica en un sistema cualquiera, pues estas dos variables aparecen solo una vez. El procedimiento normal para determinar los valores de las constantes z , a , b y c , a partir de datos experimentales, consiste en igualar el calor transmitido al aumento de entalpía del fluido. Sustituyendo $T_1 - T_2$ de la Eq. $q = h A (T_1 - T_2)$ por el valor medio de las diferencias de temperaturas ($-\Delta T_m$), se tiene:

$$q = h A (-\Delta T_m) = G A_f c_p (T_{\text{salida}} - T_{\text{entrada}}) \dots (1.57)$$

siendo $G = v \rho$ la velocidad másica

$A_f =$ área de la sección transversal del tubo

Ordenando:

$$\frac{h}{c_p G} = \frac{A_f (T_{\text{salida}} - T_{\text{entrada}})}{A (-\Delta T_m)} \dots (1.58)$$

De esta forma, el número de Stanton $h/c_p G$ puede calcularse a partir de datos de laboratorio aplicando la fórmula (1.58) y matemáticamente multiplicando entre sí los grupos $\text{Nu}^{-1} \text{Pr}^{-1}$. La ecuación (1.56) se transforma entonces en esta otra:

$$\frac{h}{c_p G} = z \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_s} \right)^{a-1} \left(\frac{\text{Re}_s}{\text{Re}} \right)^b \left(\frac{L}{D} \right)^c \dots (1.59)$$

Las propiedades físicas de los fluidos varían con la temperatura, y esta varía tanto en la sección como a lo largo del tubo. Tendremos pues, que elegir una temperatura que corresponda a las propiedades medias del fluido. Esta es la media aritmética de las temperaturas globales de entrada y de salida del fluido, enten-

diéndose por temperatura global la que tendría el fluido en un punto cualquiera si se mezclara de una manera perfecta.

Si efectuamos la representación doble logarítmica de la relación entre el número de Stanton y el de Reynolds, para valores particulares de los grupos $(\mu C_p/k)$ y (L/D) para líquidos que se calientan según se indica en la figura (8), queda demostrada la forma exponencial de la Ec. (1.59) al mismo tiempo que se puede de

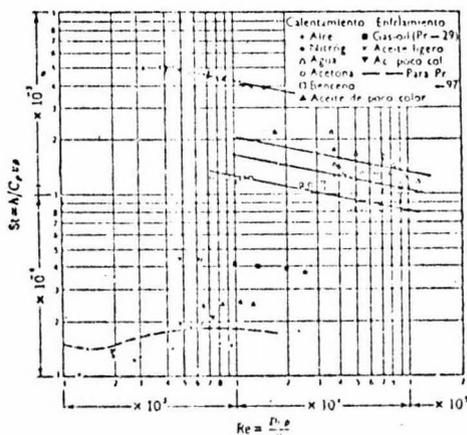


Fig. 8 Representación gráfica de los resultados obtenidos con el calentamiento o enfriamiento de fluidos dentro de tubos. El número de Stanton $(h/\rho C_p G)$ se representa en ordenadas, y el número de Reynolds $(D G/\mu)$ en abscisas, para valores seleccionados y constantes de Prandtl $(\mu C_p/k)$ y de L/D .

Figura (8)

terminar el valor del exponente $(a-1)$ que resulta valer -0.2 . Esto se ve mejor escribiendo la ecuación en forma logarítmica:

$$\log \frac{h}{C_p G} = \log Z + (a-1) \log \left(\frac{D G}{\mu} \right) + (b-1) \log \left(\frac{\mu C_p}{k} \right) + C \log \left(\frac{L}{D} \right) \quad (1.60)$$

El hecho de que en la figura (9) todos los datos obtenidos para Reynolds mayores de 6000 y para distintos valores de L/D

caigan sobre la misma línea, indica que este grupo no influye cuando el régimen de la corriente es francamente turbulento ($Re > 6000$).

El exponente $(b-1)$ del número de Prandtl, $\mu/C_p k$, se determina análogamente a como se determinó el $(a-1)$. Se representa:

$$\left[\log\left(\frac{h}{C_p G}\right) + 0.2 \log \frac{D_0}{\mu} \right] \text{ en función de } \log\left(\frac{\mu C_p}{k}\right) \dots \dots \text{ Fig. 9}$$

Para los mismos valores experimentales de la figura (8) - se obtiene una línea recta de pendiente -0.6 y de ordenada 0.023 - en el punto correspondiente a:

$$\log\left(\frac{\mu C_p}{k}\right) = 0 \quad \text{ó} \quad \left(\frac{\mu C_p}{k}\right) = 1$$

Por lo tanto para los fluidos que se calientan en el interior de los tubos, se aplica satisfactoriamente la siguiente Ec.

$$\frac{h}{C_p G} = 0.023 \left(\frac{D_0}{\mu}\right)^{0.2} \left(\frac{\mu C_p}{k}\right)^{-0.6} \dots \dots \dots (1.61)$$

o más convenientemente:

$$\frac{h}{C_p G} = 0.023 \left(\frac{\mu}{G}\right)^{0.2} \left(\frac{k}{\mu C_p}\right)^{0.6} \dots \dots \dots (1.62)$$

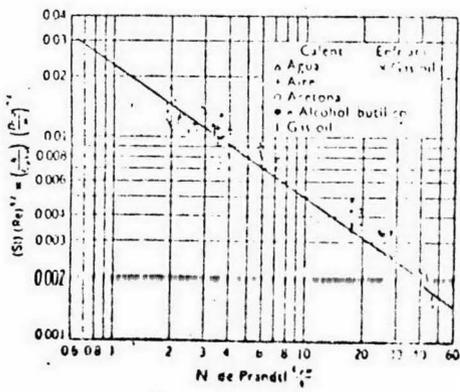


Fig. 9 Representación gráfica de los resultados correspondientes al calentamiento y enfriamiento de fluidos dentro de tubos. El producto $(St)(Pr)^{1/4}$ se ha llevado en ordenadas en función de los respectivos números de Prandtl $(\mu C_p/k)$ en abscisas.

Se sigue un procedimiento análogo cuando es el líquido el que se enfría, obteniéndose, entonces la siguiente Ec.:

$$\frac{h}{C_p G} = 0.023 \left(\frac{M}{DG} \right)^{0.2} \left(\frac{h}{M C_p} \right)^{0.7} \dots \dots (1.63)$$

Las líneas de las figuras (8) y (9) que representan la Ec. (1.61) reproducen un 90% de los resultados experimentales con un error = 10% aproximadamente.

Si en la sección transversal de un flujo turbulento -- (que se enfría o se calienta) vamos midiendo la temperatura a lo largo de un diámetro cualquiera, advertimos la existencia de las siguientes zonas:

- 1.- Un estrato laminar en contacto con la superficie metálica.
- 2.- Una zona de transición en la que existe cierta turbulencia.
- 3.- La zona de turbulencia completa que corresponde a la mayor parte de la corriente.

Como la mayor resistencia a la transmisión calorífica procede de la capa de fluido que se mueve en régimen laminar o viscoso sería conveniente utilizar una temperatura que representara fielmente a las propiedades físicas de esa capa, en lugar de temperatura global, ya mencionada; Colburn propuso que dicha temperatura fuese la media aritmética de la temperatura global media y la temperatura media de la superficie de transmisión. A esa temperatura le corresponderá una viscosidad, que sustituida en la fórmula la transformará en :

$$\frac{h}{C_p G} = 0.023 \left(\frac{\bar{M}}{DG} \right)^{0.2} \left(\frac{h}{\bar{M} C_p} \right)^{2/3} \dots \dots (1.64)$$

en donde \bar{M} = viscosidad determinada a la temperatura media descrita.

La ecuación (1.59) se puede escribir de esta otra forma:

$$0.023 \left(\frac{\mu}{DG} \right)^{0.2} = \left(\frac{h}{C_p G} \right) \left(\frac{\mu C_p}{h} \right)^{2/3} = j \quad (1.65)$$

en la que j es una expresión adimensional que es función del número de Reynolds. Cuando el Reynolds es mayor que 8000, en cuyo caso la relación L/D no influye, se puede aplicar la siguiente correlación muy aceptable y que tiene en cuenta el efecto de las variaciones radiales de las viscosidades debidas al gradiente de temperatura.

$$\frac{h}{C_p G} = 0.027 \left(\frac{\mu}{DG} \right)^{0.2} \left(\frac{h}{\mu C_p} \right)^{2/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \dots (1.66)$$

Siendo:

μ = Viscosidad a la temperatura global media del fluido.

μ_s = Viscosidad a la temperatura media de la superficie de calefacción ó de enfriamiento.

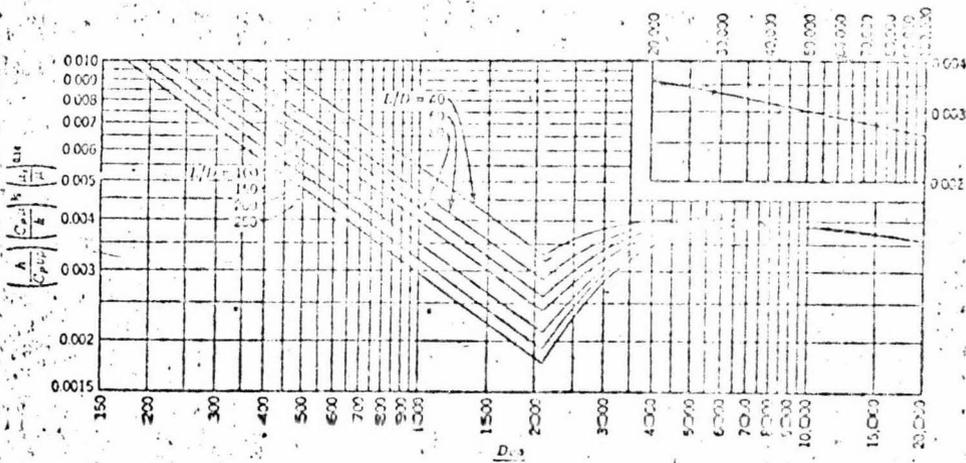


Fig. 10 Representación gráfica de los resultados experimentales obtenidos en el calentamiento o enfriamiento de fluidos que circulan por tuberías. (1)

EL COEFICIENTE DE PELÍCULA CONTROLANTE.

Cuando la resistencia del tubo metálico es pequeña en comparación con la suma de las resistencias de ambos coeficientes de película, como usualmente sucede, puede despreciarse. Si un coeficiente de película es pequeño y otro muy grande, el coeficiente h_i proporciona la mayor resistencia y el coeficiente total de transferencia de calor para el aparato es casi el recíproco de la resistencia mayor.

Suponga:

$$h_i = 10$$

$$h_o = 1000 \text{ Cal/hr cm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$R_i = 1/10 = 0.1$$

$$R_o = 1/1000 = 0.001 \quad \Sigma R = 0.101$$

Una variación del 50% en R no influye materialmente en Q , puesto que el valor de $h = 500$ cambiará únicamente a R de -- 0.101 a 0.102

Cuando existe una diferencia significativa, el coeficiente menor es el coeficiente de película controlante.

COEFICIENTES DE INCRUSTACION.

Las velocidades de transmisión calorífica son menores en los aparatos sucios que en los limpios. La costra formada sobre cualquier superficie transmisora de calor supone una resistencia más a la transmisión. Si el espesor y la conductividad calorífica de la costra son conocidos, la resistencia de la misma puede calcularse de un modo análogo al usado para la pared de una tubería. Los cambiadores de calor se recubren, durante el funcionamiento de lodos o incrustaciones que obligan a su limpieza; esta se practica desmontándolos parcialmente y separando mecánicamente los depósitos, o haciendo circular determinados disolventes por el aparato. Generalmente la formación de incrustaciones sobre la superficie de un cambiador de calor se refleja en los cálculos a través de un "coeficiente de incrustación" que se su-

ma a las resistencias parciales. Este coeficiente debe tenerse siempre en cuenta, pues los cambiadores se deben proyectar previendo las incrustaciones, de manera que no sea necesario tener que paralizar el trabajo para realizar limpiezas frecuentes en la superficie del cambiador.

Para el agua, dicho coeficiente depende del origen del agua, de la velocidad, de la temperatura del medio de calefacción y de la temperatura máxima del agua.

COEFICIENTES DE INCRUSTACION TÍPICOS.

Para ser utilizados en series adicionales al calcular coeficientes globales de transmisión calorífica, U por las ecuaciones.

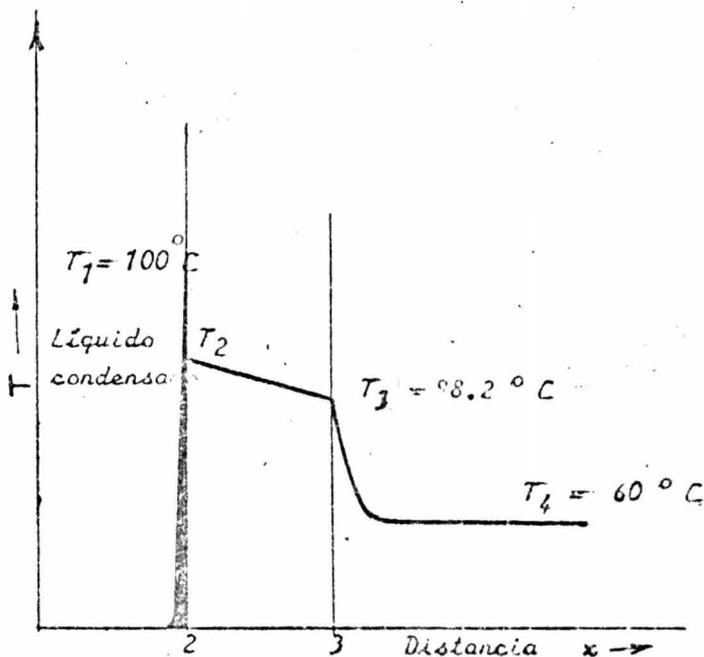


Figura (11)

Representación esquemática de las condiciones en que se efectúa la transmisión del calor por conducción y convección a través de una capa de condensado.

La figura anterior representa esquemáticamente un paso importante en la transmisión de calor, se trata de la condensación de vapor de agua sobre una pared metálica enriada por agua. Si el vapor está a presión constante, su temperatura será siempre la misma, por ejemplo: 100°C . A medida que el vapor se condensa, se va formando una capa de líquidos sobre la superficie metálica, el calor se transmitirá del vapor al agua, atravezando la capa líquida, la pared metálica y, por último el fluido de operación (agua). En este caso, la resistencia total será la suma de las tres resistencias, la del líquido, la del metal y la de la transmisión metal-agua.

La resistencia de la capa de líquido depende de su espesor y de otras características como su densidad, viscosidad, conductividad calorífica. El coeficiente de transmisión metal-agua depende también de las mismas características y del grado de turbulencia.

Por esta razón, los coeficientes de convección generalmente se denominan " Coeficientes de Película ", independientemente de que exista o no tal película.

COEFICIENTES DE CONDENSACION.

En vista de la gran complejidad que presenta el mecanismo de la condensación de vapores sobre superficies, ha sido preciso, para obtener una expresión sencilla que permita calcular los coeficientes de condensación, simplificarlo, introduciendo las siguientes suposiciones: Que el vapor se condensa uniformemente en película sobre toda la superficie, que la película se mueve en régimen laminar (impulsado, únicamente, por la acción de la gravedad) y finalmente, la diferencia de temperaturas entre el vapor y la superficie es constante. Para tubos verticales y de longitud relativamente grande no se tienen en cuenta los efectos que ejercen la velocidad del vapor y la turbulencia de la película sobre el espesor de esta. El coeficiente de condensación está en razón inversa al espesor de la peli-

cula. Para tubos horizontales puede calcularse por la expresión siguiente:

$$h = 0.725 \left[\frac{k_f^3 \rho_f^2 g (\Delta H)}{D \mu_f (T_{sv} - T_s)} \right] \dots (1.67)$$

Siendo:

- T_{sv} = Temperatura del vapor saturado ($^{\circ}\text{C}$).
- T_s = Temperatura de la superficie ($^{\circ}\text{C}$).
- ΔH = Calor latente de condensación (Kcal/Kg).
- D = Diámetro exterior del tubo (m).
- g = Aceleración de la gravedad (m/hr^2).
En condiciones normales $g = 1.271 \times 10^8 \text{ m/hr}^2$.

En un tubo horizontal no se puede admitir la homogeneidad de la película líquida, al menos en cuanto a su espesor se refiere; éste varía de la parte superior a la inferior. Por consiguiente, tampoco puede admitirse la constancia de la diferencia de temperaturas entre el vapor y la superficie, esta diferencia varía, pues a lo largo de todo el tubo. En este caso, resulta imprescindible emplear una temperatura media, que se calcula teniendo en cuenta la variación de la misma a lo largo del tubo y a través de la sección.

Los coeficientes de condensación obtenidos a partir de la Ec. (1.64) son más bajos que los experimentales. Por este motivo en la práctica, se emplean otras ecuaciones más exactas, que son ligeras variantes de la ecuación anterior.

$$h = 1.13 \left[\frac{k_f^3 \rho_f^2 g (\Delta H)}{4 \mu_f (T_{sv} - T_s)} \right]^{1/4} \dots (1.68)$$

$$h = 1.18 \left[\frac{k_f^3 \rho_f^2 g \pi D}{4 \mu_f} \right]^{1/3} \dots (1.69)$$

Siendo:

W = Kilogramos de condensado por hora.

Las propiedades del condensado se toman a la temperatura media.

Las ecuaciones anteriores (1.68) y (1.69) son equivalentes y el emplear una u otra es solo cuestión de conveniencia. Si se conoce la longitud L , se emplea (1.68), mientras que si el dato conocido es la cantidad de vapor que se condensa en una hora, la expresión apropiada es la (1.69).

En los tubos horizontales parece ser cierta la hipótesis de que el movimiento de la película es laminar (lo que se comprueba en las corridas experimentales en los cambiadores de la horquilla, ya que en flujo a contra-corriente o en paralelo, los coeficientes obtenidos son de la misma magnitud aproximadamente).

En ninguna de las ecuaciones expuestas anteriormente, se ha tenido en cuenta la influencia de la velocidad del vapor sobre el espesor y turbulencia de la capa de condensado. Cuando las velocidades del vapor son elevadas, los coeficientes calculados por éstas expresiones suelen ser mucho más pequeños.

Las ecuaciones anteriores que fueron deducidas por Nusselt en 1926, tienen ciertas condiciones bajo las cuales fueron deducidas, y a continuación se mencionan algunas:

- vapor saturado puro.
- el calor desprendido por el vapor es únicamente calor latente.
- el flujo de la película de condensado es laminar.
- la cantidad de condensado es proporcional a la cantidad de calor transferido.
- la temperatura en la superficie del sólido es constante. (t_s).

CALCULO DE LA TEMPERATURA DE LA PARED DEL SOLIDO. (t_s).

Se propone un balance térmico, fase caliente vapor saturado, fase fría (fluido de operación, agua) que sufre un precalentamiento; se eligen valores para los coeficientes respectivos, de la bibliografía, para nuestro caso:

$$h_o = 10\ 000 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \qquad h_i = 500 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$Q = h_o (t_v - t_s) = h_i (t_s - t_{liq}).$$

y se despeja t_s , se calculan los nuevos coeficientes de película, se substituyen en la fórmula anterior y se vuelve a despejar t_s , no deben de variar más de un 2 - 4 % éstos valores.

CAPITULO 2

DESCRIPCION DEL EQUIPO EXPERIMENTAL.

En el laboratorio de Ingenieria de la Facultad de Ciencias Químicas, se dispone de un intercambiador de tubos concéntricos, horizontal y en forma de horquilla, cuya coraza tiene un diámetro de 3" y el tubo interior de 1 1/4" de diámetro.

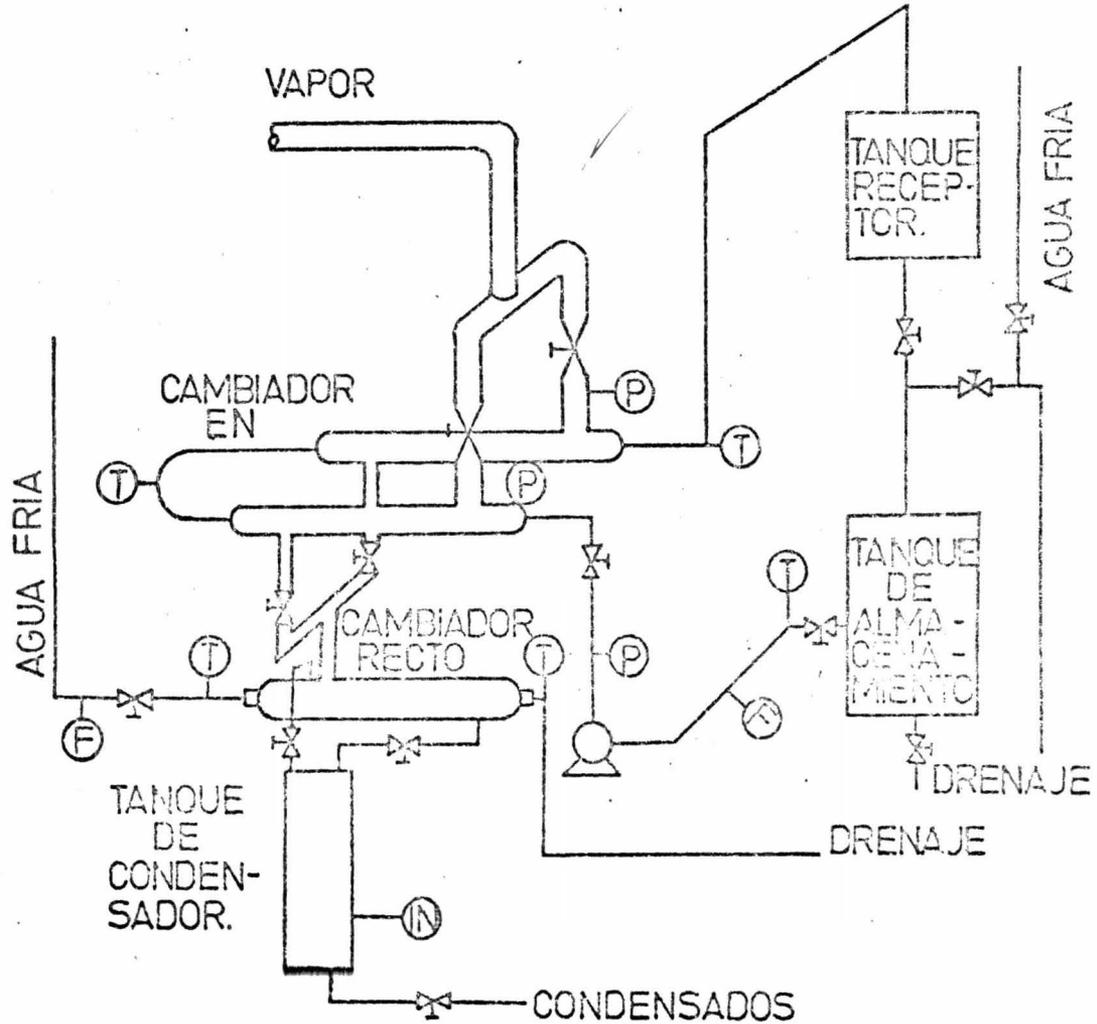
La tubería interior se conecta mediante una conexión en U, aunque dicha conexión no se emplea como superficie de transferencia de calor (a la sección en U, se le conoce como sección amortiguadora). Cuando se tiene este arreglo se le llama horquilla.

El medio de calentamiento empleado es vapor de agua saturado, que se hace fluir a través de la sección anular, la trayectoria del vapor o del medio de calentamiento está arreglada de tal forma, que hace que en una de las ramas de la horquilla el flujo entre el vapor y el fluido de experimentación sea en paralelo y en otra rama se tiene flujo a contra-corriente.

Este aparato está equipado con todos los accesorios como son: Mediciones de flujo de tipo doméstico, las cuales tienen dispositivos que giran cuando el flujo pasa a través del medidor registrando el volumen total que ha pasado. Válvulas reguladoras de flujo y presión. Termómetros colocados de tal forma que permiten determinar las temperaturas a la entrada y salida del intercambiador, del fluido de operación.

Se tiene también un intercambiador de tubos concéntricos, en el cual se lleva a cabo la condensación total del vapor que se emplea como medio de calentamiento, el vapor y el condensado fluyen también por la sección anular. (además tiene su línea igualadora de presión conectada a el tanque receptor de condensados, sin faltarle su medidor de flujo para el agua de enfriamiento y su medidor de presión.) El condensado sale de éste intercambiador y pasa a un tanque de condensados previsto de un medidor de nivel que permite determinar la cantidad de vapor utilizado.

El fluido de operación es conducido por una bomba de -
 turbina Sentinel impulsada por un motor de 1/2 HP, 220, 50/60 y
 1460 rpm desde un tanque de alimentación con una salida de borda,
 dotado de un indicador de nivel, hasta el intercambiador y de ahí
 es enviado a un segundo tanque elevado, en el que se puede almacenar o descargar directamente el drenaje.



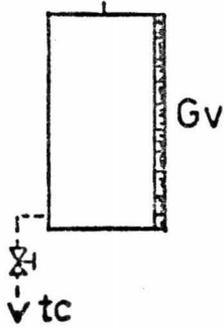
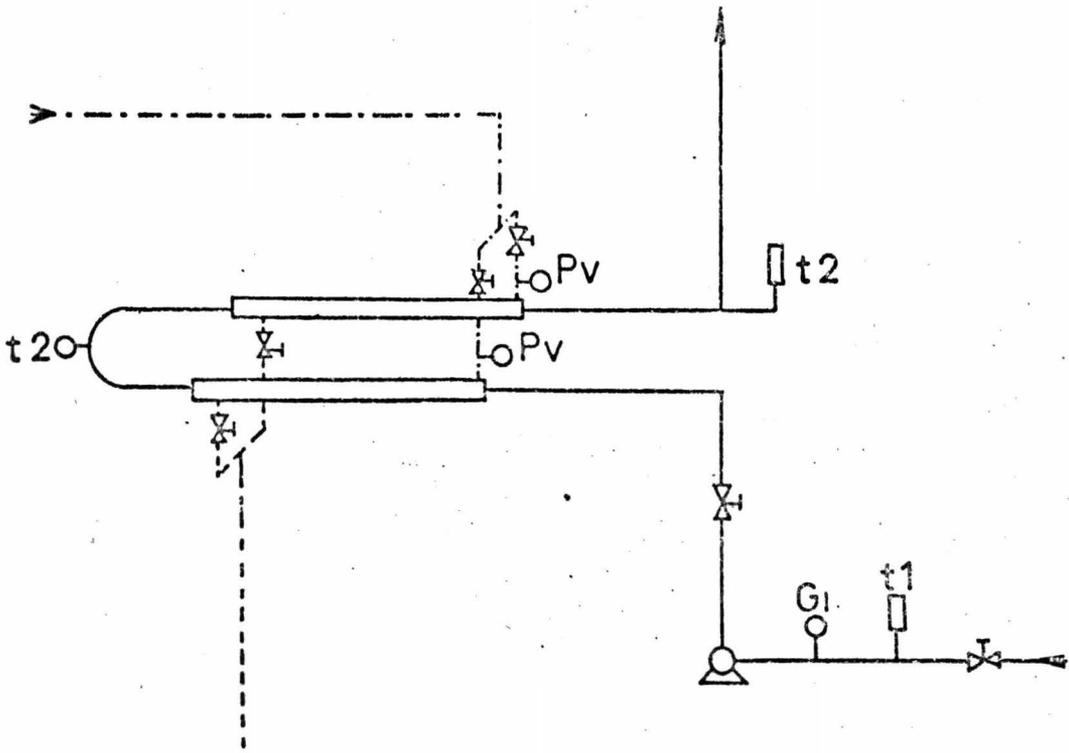


Diagrama de flujo Acotaciones

- fluido de operación
- - - - - vapor
- - - - - condensados
- ⊡ termómetro °F
- ⊙ /seg G₁ medidor de flujo tipo caudalímetro
- ⊙ /cm P_v manómetro
- ⊙ t₂ termómetro °C
- ⊡ /seg G_v medidor de nivel

t_c determinación directa °C

ORGANIZACION GENERAL PARA EL DESARROLLO DE UNA PRACTICA EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCENTRICOS EN EL QUE SE EFECTUA UN PRECALENTAMIENTO DE AGUA CON VAPOR SATURADO.

Se proponen los siguientes puntos:

- 1.- Fijar objetivos de la práctica.
- 2.- Verificar la información teórica que se menciona en el manual de prácticas (considerada mínima).
- 3.- Discusión sobre el equipo y accesorios en el diagrama de flujo, que los alumnos presentan.
- 4.- Técnica a seguir para arranque, estabilización a régimen permanente y paro de la operación.
- 5.- Precauciones que se deben observar.
- 6.- Distribución de actividades.
- 7.- Exigir al alumno conclusiones para evaluar el logro de objetivos.

DESARROLLO DE LOS PUNTOS ANTES PROPUESTOS.

CALCULOS. (Ultima página del manual).

- 1.- Para cada una de las corridas efectuar el balance de energía, obtener la diferencia de temperatura media logarítmica y el coeficiente U_{exp} .
- 2.- Graficar U_{exp} contra N_{Re} teniendo presente que para que la curva resulte representativa deberá controlarse un flujo de agua mínimo (1-2 l/min); medio 4 - 6 l/min y máximo 7 - 8 l/min.
- 3.- Evaluar para cada corrida el $U_{teórico}$ esperado, usando las ecuaciones o correlaciones más aconsejables.
- 4.- Graficar $U_{teórico}$ contra N_{Re} .
- 5.- LOS CUATRO PUNTOS ANTERIORES PARA CORRIDAS A CONTRA-CORRIENTE. Pero el equipo permite manejar corridas en paralelo y aún dos juntas, etc.

LA DISCUSION YA HA QUEDADO ADECUADAMENTE EXPUESTA EN PAGINAS ANTERIORES. (Se refiere a puntos 2 y 3).

DISTRIBUCION DE ACTIVIDADES. Para 10 alumnos.

Para cada punto se proponen 2 alumnos.

- 1.- Dimensiones del equipo, y gasto de vapor condensado -- por diferencia de nivel con control de tiempo y purga periódica.
- 2.- Datos de temperaturas. t_1 , t_2 y t_c .
- 3.- Datos de presión de vapor y control correspondiente.
- 4.- Gasto de agua y control con la válvula que se encuentra en la línea de descarga de la bomba. El gasto se obtiene en el medidor tipo casero y se lleva control de tiempo.
- 5.- Coordinación; toma de datos al mismo tiempo, sólo cuando se está trabajando a régimen permanente, y que se han llevado a cabo las precauciones que se mencionan en el siguiente punto. (Véase tabla de datos).

PRECAUCIONES QUE SE DEBEN OBSERVAR.

- A.- Antes de comenzar la experimentación, se deberán seguir las líneas de tubería en el equipo, alinear las válvulas correspondientes, identificar sus partes más importantes, así como el equipo auxiliar y el objeto de cada una de dichas partes.
- B.- Drenar el equipo. Purgar para desalojar el equipo incondensables, que en todo caso servirán de aislantes, recordar que se requiere, la máxima transmisión de calor.
- C.- Se recomienda puntualizar el tipo de corrida; Ejem. A CONTRA-CORRIENTE tres corridas mínimo, a diferentes flujos de alimentación de agua, existen un sinúmero de opciones:

DIMENSIONES DEL EQUIPO:

D_o	=	4.216	cm
D_i	=	3.505	cm
L	=	1	m
h	=	46	Kcal/m hr °C
x	=	.00355	m
A	=	0.1099	m ²
S	=	0.00064	m ²

SE ELABORARÁN TABLAS DE ESTE TIPO: Para datos y para resultados obtenidos para graficar según se pide en el punto de cálculos.

→ No. ← Corrida	t_1 °C	t_2 °C	T_v °C	P_v kg/cm ²	L g/min	W_b g/min	Característicos del equipo
1							$D_o =$
2							$D_i =$
3							$L =$
4							$x =$
5							$h =$
6							

TABLA DE DATOS .

FECHA

GRUPO

DATOS QUE SE NECESITAN OBTENER:

Corrida No	P _o psia	k _{rw} $\frac{\text{Kcal}}{\text{ft}^2 \cdot \text{hr}}$	T °C	h _i $\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{hr}}$	C _{pi} $\frac{\text{Kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$	f _w $\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{hr}}$	h _o JH	N _{R_o}	t _f °C
1									
2									

TABLA DE RESULTADOS: (Véase ejemplo numérico).

Corrida No	L _{max} kg/hr	Q _g $\frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$	Q _p $\frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$	M	M _{exp} $\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}}$	h _w $\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}}$	h _o $\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}}$	U _{Teórico} $\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}}$	% Err.
1									
2									
3									

Pasos que se siguieron para obtener los resultados que se muestran en tablas más adelante.

1.- Un balance de calor.

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{ganado}} &= Q_{\text{perdido}} \\
 (M_l) \cdot C_p \cdot \Delta t &= M_v \cdot h \\
 \left(\frac{\text{L}}{\text{seg}} \times \frac{\text{Kfl}}{\text{L}} \right) \left(\frac{\text{cal}}{\text{g}} \cdot ^\circ\text{C} \right) (^\circ\text{C}) &= \left(\frac{\text{L}}{\text{seg}} \right) \left(\frac{\text{Kfl}}{\text{L}} \right) \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{seg}} \right)
 \end{aligned}$$

Siendo:

M_l = Masa de líquido.

M_v = Masa de condensado de vapor.

$$2.- Q_c = U_i A_i \Delta T_{LMTD}$$

Siendo:

$$U_{exp} = U_i = 200 - 800 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr } ^\circ\text{C}$$

3.- Cálculo de la $U_{teórica}$.

a) Cálculo de t_s .

Proposiciones:

$$h_o = 10\,000 \quad h_i = 500$$

$$h_o (t_v - t_s) = h_i (t_s - t_{liq})$$

Se despeja: t_s

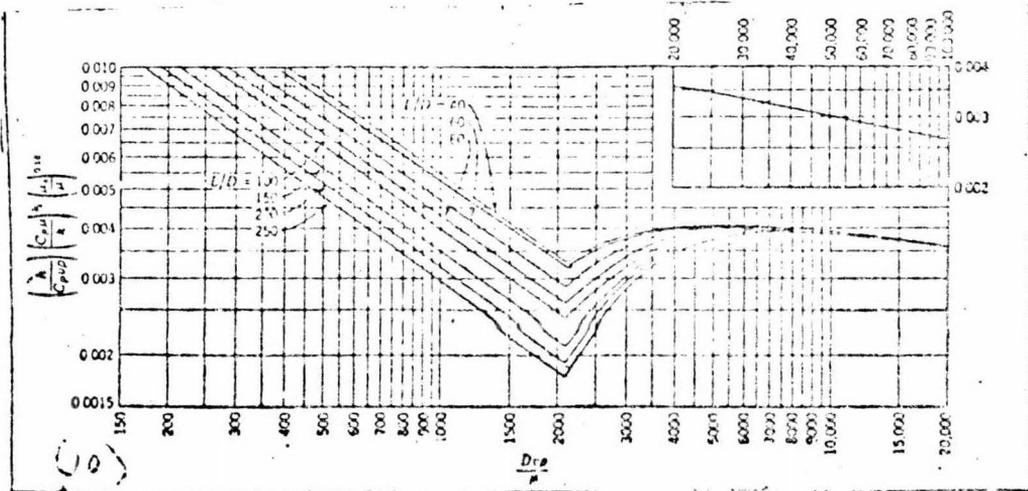
4.- Cálculo de h_i

Datos:

$$N_{Re} =$$

$$L/D =$$

A la Gráfica:



Ejemplo:

$$0.004 = - \frac{h_i^*}{C_p v} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{2/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

5.- Para tubos horizontales se propone:

$$h_o^* = 0.725 \frac{k_f^3 \rho_f^2 \lambda_f}{\Delta T_o D_o \mu_f}$$

Siendo:

$$T_o = t_v - t_s$$

$$f = t_f \quad \text{Temperatura de referencia.}$$

$$t_f = t_v - 3/4 (t_v - t_s)$$

6.- Checar valores de h_i^* y h_o^* sustituyendo en:

$$h_i^* (t_s^* - t_{liq}) = h_o^* (t_v - t_s^*)$$

Despejar: t_s^*

Se debe obtener un valor de $t_s^* = 97\% t_s$, siendo un 4% el error permisible.

7.- Se procede a calcular U_i teórica.

$$U_i \text{ teórica} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x}{k} + \frac{D_i}{D_m} \frac{1}{h_o} + \frac{D_i}{D_o}}$$

$$\% E. = 100 \times \frac{U_{\text{teórica}} - U_{\text{exp}}}{U_{\text{teórica}}}$$

NOTA:

Se recomendará a los alumnos graficar según enunciado de cálculos, se sugerirá a los alumnos indiquen por escrito sugerencias y conclusiones.

METODO EXPERIMENTAL. Técnica a seguir.

1.- Verificar que todas las válvulas y conexiones estén alineadas para permitir que el agua que sale del tanque de alimentación pase por el intercambiador, vaya al tanque receptor, y de allí al drenaje.

2.- Primero se operará con el cambiador de calor a corriente paralela, para ello, se abrirá la válvula de vapor que permite el paso de este al cambiador mencionado y se cerrará la que lo lleva al cambiador en contra-corriente.

3.- El vapor, no condensado y el condensado, deberán pasar por el cambiador adicional y de allí pasar al tanque de condensados, en el que se debe abrir la válvula de igualación de presiones. No debe pasar agua de enfriamiento por el intercambiador recto.

4.- Se echa a andar la bomba, para permitir el paso del agua por el sistema.

5.- Fijar las válvulas respectivas para el gasto de vapor y agua desvado y dejar que el sistema se estabilice. Durante este tiempo se puede echar al drenaje, tanto el agua caliente como el condensado, para permitir un cupo suficiente en el tanque recolector de condensado al efectuar las mediciones.

6.- Una vez estabilizado el sistema, tomar las medidas de temperatura, presión del vapor, gastos de agua y gastos de condensados. Para tomar la medida del condensado se debe cerrar la descarga del tanque de condensado y efectuar las lecturas de la diferencia de nivel en un tiempo suficiente tamente grande para evitar errores. Una vez obtenido esto, se procederá a modificar el gasto de agua, para obtener otros valores.

7.- Cuando se tienen al menos tres lecturas con el cambiador de corriente en paralelo, se modificará la operación, de manera que el vapor solo llegue hasta el cambiador a contra-corriente y de allí al tanque de condensado, el cual se debe purgar para obtener nuevas lecturas. Se deberán obtener al menos tres lecturas con este cambiador.

8.- Una vez hecho lo anterior se modificará el sistema, de manera de permitir que el vapor lleve tanto al cambiador en paralelo como al de contra-corriente. Se tomarán datos obtenidos.

9.- Sin modificar el sistema, se abrirá la entrada de agua al cambiador recto, midiéndose el gasto de agua y la temperatura de entrada y salida de ésta, así como las temperaturas y gastos del resto del sistema.

Una vez que se hayan tomado los datos experimentales, se procede a parar el equipo mediante la secuencia siguiente:

1.- Cerrar el suministro de vapor, permitiendo que el fluido de operación continúe circulando con el fin de enfriar el equipo.

2.- Desconectar el motor de la bomba de alimentación y cerrar las válvulas de alimentación de agua al equipo.

3.- Descargar el condensado .

METODOLOGIA QUE SE LE SUGIERA AL ALUMNO PARA REPORTAR CONCLUSIONES A LAS QUE LLEGO DESPUES DE EFECTUAR LA PRACTICA.

1.- Tabulará los datos empleados y resultados obtenidos e incluirá un cálculo detallado de una corrida experimental.

2.- Después de haber graficado U_{exp} vs N_{Re} y $U_{teórico}$ vs N_{Re} obtenidos de las corridas en contra-corriente y/o paralelo, indicará si son resultados lógicos o no, y concluirá con argumentos.

3.- Comentaré si se encontraron fallas en el equipo y sugerirá posibles mejoras de la práctica y del equipo.

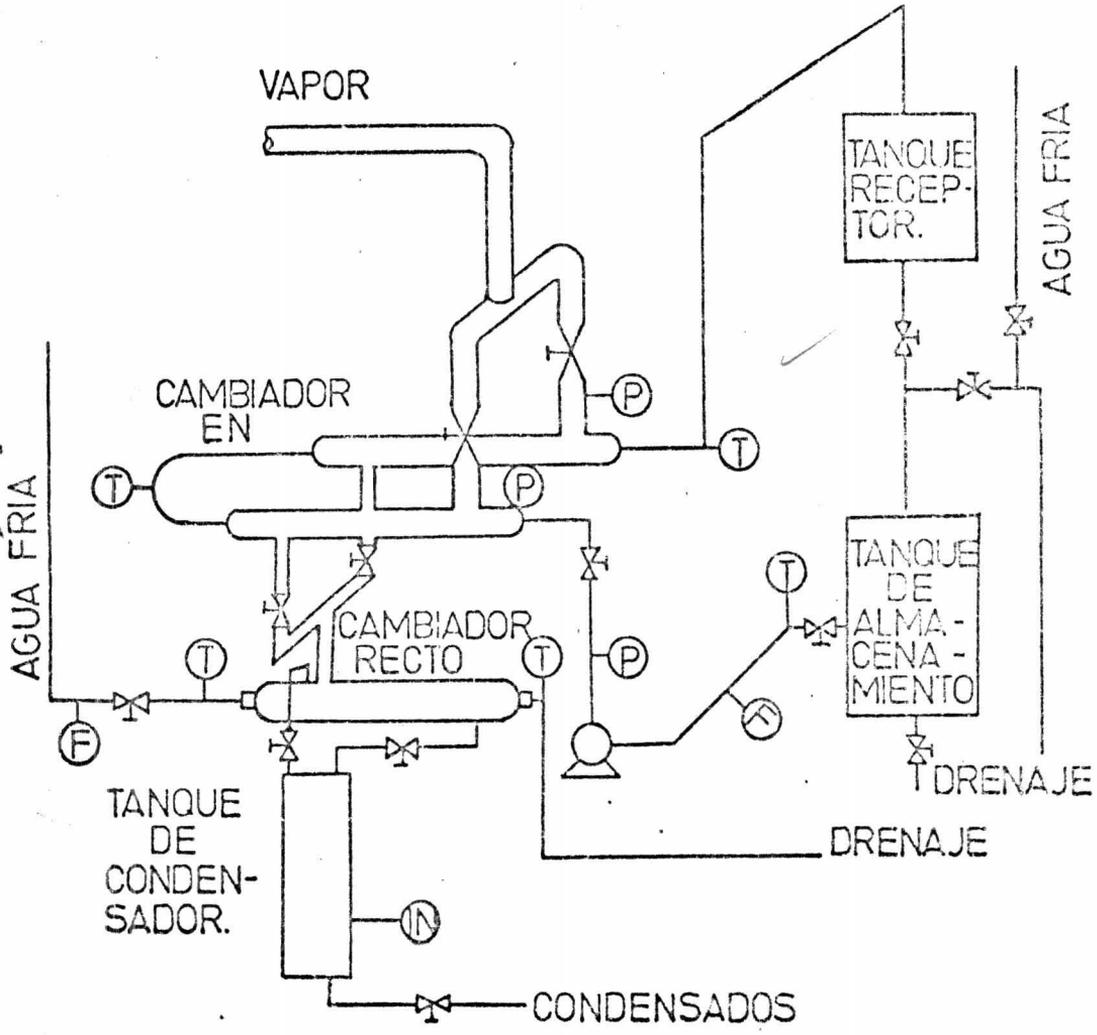
Nota adicional:

Los alumnos deben hacer un diagrama de flujo antes de realizar su práctica, pues se propone que para el mejor proceso de enseñanza-aprendizaje el alumno deberá haber anulado por sí mismo cualquier duda que hubiera surgido al leer con anticipación

su manual de prácticas.

Sugerencia concreta:

Cada alumno hará el diagrama de flujo del equipo experimental, indicando con lápices de colores la codificación y símbolos adoptados por el Laboratorio de Ingeniería Química.



EJEMPLO NUMÉRICO.

En el intercambiador número descrito anteriormente se obtuvieron los siguientes datos en corridas a contra-corriente.

Datos Experimentales:

$$\begin{aligned}G_L &= 0.133 \text{ l/seg.} \\P_v &= 15 \text{ pulg. man.} \\t_1 &= 18 \text{ }^\circ\text{C.} \\t_2 &= 30 \text{ }^\circ\text{C.} \\G_{\text{cond}} &= 0.005 \text{ l/seg.} \\t_c &= 92 \text{ }^\circ\text{C.}\end{aligned}$$

Dimensiones del Equipo:

$$\begin{aligned}L &= 1 \text{ m.} \\D_i &= 3.505 \text{ cm} = 1 \frac{1}{4} \text{ pulg.} \\&\text{Crd. 40} \\D_o &= 4.216 \text{ cm} \\x &= 0.14 \text{ pulg.} \\A &= 0.1099 \text{ m}^2. \\S &= 0.009643 \text{ m}^2.\end{aligned}$$

Con estos se obtienen los siguientes datos:

$$\begin{aligned}P_v &= 15 + 11.3 = 25.3 \text{ psia.} \\t_v &= 242 \text{ }^\circ\text{F} = 116.6 \text{ }^\circ\text{C.} \\h_{25.3} &= 528.4 \text{ Kcal/Kg.} \\p_{\text{H}_2\text{O}} &= 997.07 \text{ Kg/cm}^3 \\C_{p\text{H}_2\text{O}} &= 1 \text{ Cal/g }^\circ\text{C.} \\A_i &= 0.1099 \text{ m}^2.\end{aligned}$$

Balance de Calor.

$$\begin{aligned}Q_g &= m C_p \Delta t = 0.133 \times 0.997 \times 1(30 - 18) = 1.591 \text{ Kcal/seg.} \\&= \text{l/seg} \times \text{Kg/l} \times \text{cal/g }^\circ\text{C} \times \text{ }^\circ\text{C} = \text{Kcal/seg.}\end{aligned}$$

Balance del lado del vapor.

$$Q_p = \lambda m = 0.005 \times 0.964 \times 528.4 = 2.546 \text{ Kcal/seg.}$$
$$= \text{l/seg} \times \text{Kg/l} \times \text{Kcal/Kg} = \text{Kcal/seg.}$$

$$\text{Eficiencia de la transmisión} = (1.591/2.546) 100 = 62.499$$

Ecuación de diseño.

$$Q_g = U_i A_i \Delta T_{LMTD}.$$

$$Q_g = 1.591 \text{ Kcal/seg.}$$

$$A_i = 0.1099 \text{ m}^2.$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(116.6 - 18) - (116.6 - 30)}{2.3 \log \frac{116.6 - 18}{116.6 - 30}} = \frac{98.6 - 86.6}{2.3 \log 1.138} = \frac{12}{2.3(0.056)}$$

$$= 92.95$$

$$U_i = \frac{1.591}{(0.1099)(92.95)} = 0.1557 \text{ Kcal/seg m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$U = 560 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Cálculo } N_{Re} = \frac{DV\rho}{\mu}$$

$$D = 3.505 \text{ cm}$$

$$S = 0.0009643 \text{ m}^2$$

$$Q = 0.000133 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{0.000133}{0.0009643} = 0.1379 \text{ m/seg}$$

$$\mu = 0.894 \text{ cps}$$

$$N_{Re} = \frac{0.03505 \times 0.1379 \times 997}{0.000894} = 5390$$

$$N_{Re} = \frac{m \quad \text{m/seg} \quad \text{Kg-m}^3}{\text{Kg/m seg}}$$

COMPROBACION TEORICA.

Cálculo teórico del coeficiente total.

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

Cálculo de h_i

$$18 + 30 = 48 \quad \frac{48}{2} = 24 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Siendo:

C_p	=	0.999 Kcal/Kg $^\circ\text{C}$
μ	=	0.000894 Kg/m seg
ρ	=	997 Kg/cm ³
k	=	0.525 Kcal/m hr $^\circ\text{C}$
P_v	=	6.16

Para la temperatura en la pared se deben suponer los coeficientes: la suposición:

$$h_o = 10\ 000 \quad h_i = 500$$

Fórmula:

$$h_o (t_v - t_s) = h_i (t_s - T_{\text{liq}})$$

$$10\ 000 (116.6 - T_s) = 500 (t_s - 24)$$

$$1,166\ 000 - 10\ 000 t_s = 500 t_s - 12\ 000$$

$$1,178\ 000 = 500 t_s + 10\ 000 t_s$$

$$1,178\ 000 = 10\ 500 t_s$$

$$T_s = \frac{1,178\ 000}{10\ 500} = 112.19 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\mu_{\text{agua}} = 0.21 \text{ cps} = 0.00021 \text{ Kg/m seg}$$

$$\frac{\mu}{\mu_s} = \frac{0.00021}{0.000894} = 0.233 \quad 0.14$$

$$0.004 = \left(\frac{h}{C_p V_p} \right) \left(\frac{C_p \mu}{h} \right)^{2/3} \left(\frac{\mu_s}{\mu} \right)$$

$$C_p V_p = 0.999 (0.1379) (997) = 137.34$$

$$\frac{h_i^*}{137.34} (6.16)^{2/3} (0.233)^{0.14} = 0.004$$

$$\frac{h_i^*}{137.34} (3.32) (0.95957) = 0.004$$

$$h_i^* = 0.17244 \text{ Kcal/seg m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_i^* = 620 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo de h_o^*

$$h_o^* = 0.715 \left(\frac{k_f^3 \rho_f^2 g \lambda_f}{\Delta T_o D_o \mu_f} \right)^{1/4}$$

Siendo:

$$k_f^3 = 1 \text{ kcal/m hr } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_f^2 = 948 \text{ Kg/m}^3$$

$$g = 9.81 \text{ m/seg}^2$$

$$\lambda_f = 532 \text{ kcal/kg}$$

$$\mu_f = \text{Kg/m seg}$$

$$D_o = 0.0421 \text{ m.}$$

Todo a t_f

$$t_f = 116.6 - 3/4 (116.6 - 113.19)$$

$$t_f = 113.3$$

$$M_f = 0.00021$$

$$g = 9.81 \text{ m/seg}^2$$

$$k_f = 0.6048 \text{ Kcal/m hr } ^\circ\text{C}$$

$$= 0.168 \times 10^{-3} / \text{m } ^\circ\text{C seg}$$

$$\Delta T_o = 116.6 - 112.19 = 4.41$$

$$D_o = 0.0421 \text{ m}$$

$$\rho_f = 948 \text{ Kg/m}^3$$

$$h_f = 532 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_o^{**} = 0.725 \left[\frac{(0.168 \times 10^{-3})^3 (948) (9.81) (532)}{(0.0421) (4.41) (0.00021)} \right]^{1/4}$$

$$h_o^{**} = 10\,296 \text{ Kcal/m}^2 \text{ hr } ^\circ\text{C}$$

Con h_o^{**} y h_i^{**} se vuelve a calcular T_Δ^{**} .

$$10\,296 (116.6 - t_\Delta^{**}) = 620 (t_\Delta^{**} - 24)$$

$$1\,200\,513 - 10\,296 t_\Delta^{**} = 620 t_\Delta^{**} - 14\,880$$

$$1\,215\,393 = t_\Delta^{**} (10\,916)$$

$$t_\Delta^{**} = \frac{1\,215\,393}{10\,916} = 111.34 \text{ } ^\circ\text{C}$$

111.34 es bastante cercano a 112.19°C, por lo que no cambiarán mucho las propiedades, si la diferencia hubiera sido de 10°C, se tendría que haber calculado h_i y h_o con la nueva t_Δ hasta checar.

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{620} + \frac{0.00355}{46} + \frac{1.38}{\frac{1.38 \cdot 1.66}{2}} + \frac{1}{10\,296} + \frac{1.38}{1.66}}$$

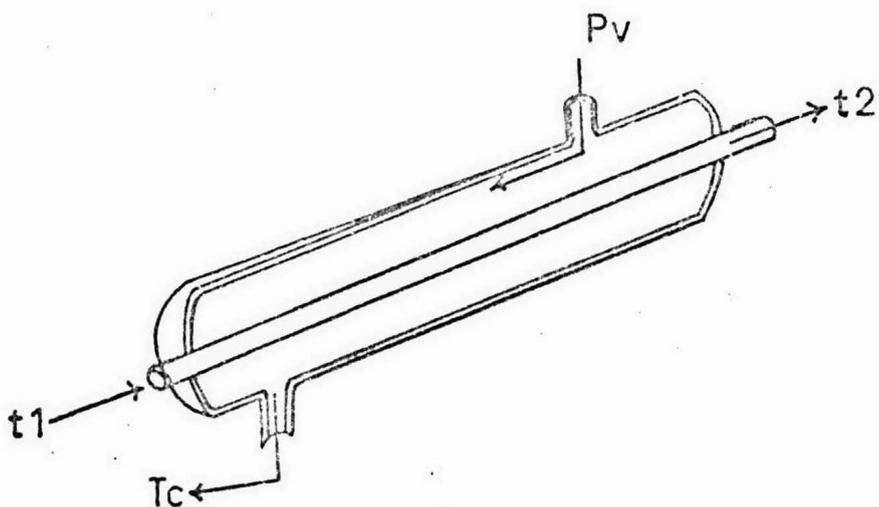
$$U_i = \frac{1}{0.0016129 + 0.0000699 + 0.0000807} = \frac{1}{0.0017435}$$

$$U_i = 507 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$



QUIMICO

TABLAS DE RESULTADOS.
CORRIDAS EN CONTRACORRIENTE.



(A TANQUE RECOLECTOR
DE CONDENSADOS)

	t_1	t_2	Q_v	Q_s	P_v	Q_v	M_s	t_{cond}	\bar{t}	$P_{\bar{t}}$	T_v	h_v	P_v	Q_s	Q_{s1}	
1	18	30	11572	6726	26.3	0.005	0.133	92	24	.9997	116.76	697.7	1.85	477.6	17.35	.9991
2	19	32	12711.7	6202.6	25.8	.0065	0.133	92	25.5	.997	111.7	694	1.815	477.6	19.08	.999
3	19	24	12444	2604.4	86.3	.006	0.145	92	21.6	.9985	158.08	657.8	6.07	521.2	17.35	.9994
4	19	33.5	12718	7549	26.8	.0065	0.145	92	26.25	.997	116.3	694.7	1.88	521.2	19.08	.9989
5	20	37	20497	9882.9	76.3	.0083	0.145	92	29.8	.996	154	656	5.37	521.2	28.80	.9986
6	20	36.5	11902	8587	41.3	.005	0.145	92	28.25	.996	132	650	2.91	521.2	17.35	.9986
7	20	36.5	11902	7867.3	41.3	.005	0.133	92	28.25	.996	132	650	2.91	477.6	17.35	.9986
8	20	31	11902	6443.9	41.3	.005	0.1	92	29	.996	132	650	2.90	358.5	17.35	.9986
9	20	43.2	110384	8305.8	51.3	.0458	0.1	92	31.6	.9985	139.2	652.2	3.61	358.5	158.9	.9986
10	20	44.5	110324	8720	51.3	.0458	0.1	92	32.25	.995	139	652	3.61	358.5	158.9	.9986
11	20	76	9444	9307	61.3	.00388	0.1	92	33	.995	145	654	4.31	358.5	13.46	.9986
12	20	46	9444	9307	61.3	.00388	0.1	92	33	.995	145	654	4.31	358.5	13.46	.9986
13	20	24.5	7583	884.9	21.3	.0033	.066	92	23.25	.998	110.8	642.8	1.999	261.19	11.45	.9993
14	20	51	20070	6872	83.3	.0083	.08	92	35.6	.994	141.0	652.8	3.35	196.8	28.80	.9986
15	20	50	24251	6895	86.3	.01	.0547	92	35	.994	143	653	3.96	196.8	34.7	.9986
16	20	37.5	7631	3439	26.3	.0033	.0548	92	28.75	.996	117	644	1.85	196.8	11.45	.9986
17	20	37.5	86711	3423	26.3	.0375	.0547	92	28.75	.996	117	644	1.85	196.1	130.1	.9986

\downarrow	Q_v	Q_E	t_1	t_2	P_v	Y_v	Y_l	T_{end}	\bar{t}	\bar{t}_2	T_v	h_v	P_v	Q_1	m_v	C_p
18	23127	3426.9	20	37.5	26.3	.01	0.0547	92	28.75	0.996	117	644	1.85	196.1	34.704	.9986
19	19904	11740	19	42	26.3	.008	0.145	92	30.5	0.996	158	651.8	6.07	519.7	27.76	.9986
20	23105	3427	20	37.5	25.5	.01	0.0547	91	28.75	0.996	116.3	644	1.79	196.13	34.70	.9986
21	25405	3427	20	37.5	25.8	.011	0.0547	92	28.75	0.996	116	644	1.82	196.13	35.17	.9986
22	9352	6433	20	35.5	31.3	.004	0.116	91	28.75	0.996	122	646.8	2.2	415.9	13.88	.9986
23	11575	6438	20	35.5	34.3	.0045	0.116	91	27.75	0.996	125	647.8	2.9	415.9	15.61	.9988
24	4450	1965	20	43.5	27.3	.002	0.02	92	33.75	0.994	119	645.8	1.9	71.57	6.94	.9986
25	4431	1681	20	43.5	26.3	.002	0.02	91	31.75	0.995	117	644	1.85	71.64	6.99	.9986
26	15142	5023	19	32.0	22.3	.0066	0.108	91	25.5	0.997	112.7	643.5	1.6	387.6	22.90	.9990
27	12795	5708	20	32.2	31.3	.0055	0.133	92	26.1	0.997	119.6	646.8	2.0	477.4	19.08	.9990
28	9620	5877	18	32.2	41.3	.004	0.116	92	26.1	0.997	133.2	650.9	2.9	415.92	13.9	.99
29	10910	12041	18	43.5	51.3	.0045	0.133	92	30.75	0.996	139.18	652.2	3.6	477	15.6	.99
30	12799	981	18	42	41.5	.005	0.116	92	30.0	0.996	139.19	652.2	3.6	415.9	17.3	.99
31	9703	9680	17	37.5	51.3	.004	0.133	92	27.25	0.997	139.18	652.2	3.6	477	13.9	.99
32	10796	7617	17	35.5	41.3	.0046	0.116	92	26.25	0.997	133.2	650.9	2.9	415.9	15.6	.99
33	11573	7147	17	32.2	41.3	.005	0.133	92	24.6	0.997	133.2	650.9	2.9	477	17.3	.99
34	1229	5046	18	32.2	41.3	.0055	0.116	92	25.1	0.997	133.2	650.9	2.9	415.9	19.1	.99

continúa hoja I

	Q_{exp}	$\overleftrightarrow{MLTD}$	V_t	H_t	R_e	f	$\overrightarrow{h_i}$	t_s	M_s	$\frac{H_s}{H_t}$	$(\frac{H_s}{H_t})$	P_r	$P_r^{2/3}$	h_i
1	514.0	100.22	0.137	0.92	5196	.0041		112.19	.250	0.271	0.8351	6.375	3.388	713.52
2	615.9	91.54	0.137	0.89	5371	.0041		107.69	.00027	0.303	0.8461	6.25	3.36	699.84
3	170.5	138.8	0.150	0.99	5295	.0041		151.47	.000185	0.186	0.7907	6.75	3.524	792.32
4	762.0	90.06	0.158	0.875	5782	.0041			.000250	0.245	0.8395	6.80	3.258	806.07
5	719.1	125	0.150	0.82	6376	.0041		47.66	.000190	0.219	0.8091	5.5	3.076	884.16
6	751.3	103.7	0.150	0.83	6300	.0041		126.71	.000220	0.265	0.8260	5.7	3.198	846
7	628.5	103.9	0.137	0.83	6754	.0041		126.71	.000220	0.265	0.8260	5.7	3.198	770.4
8	566.5	103.4	0.103	0.82	4378	.0039		126.71	.000220	0.268	0.8318	5.625	3.126	552.9
9	696	100.4	0.103	0.77	4660	.004		134.07	.000210	0.272	0.8337	5.25	2.985	592.2
10	719	110.8	0.103	0.76	4719	.004			.000210	0.276	0.8356	5.25	2.985	590.76
11	765	112.06	0.103	0.755	4751	.004		139.66	.000195	0.258	0.8279	5.125	2.938	605.5
12	755	112.06	0.103	0.765	4751	.004		139.66	.000195	0.258	0.8279	5.125	2.938	605.5
13	574	140	0.058	0.94	2155	.0033		112.19	.000250	0.265	0.8318	6.5	3.44	290.88
14	523	105	0.082	0.71	4018	.0039		107.77	.000205	0.288	0.8511	4.70	2.773	484
15	496	107.9	0.055	0.71	2695	.0036		135.9	.000205	0.288	0.8414	4.750	2.773	301
16	337.9	92.5	0.055	0.82	2700	.0036		112.6	.000250	0.304	0.8472	5.750	3.170	260.7
17	336.8	92.5	0.055	0.82	2330	.0033		112	.000250	0.304	0.8472	5.750	3.170	241.7

	$U_{\text{exp.}}$	$\overleftrightarrow{HLTD}$	V	M	Re	f	hi	t_0	M_s	$\frac{M_s}{M}$	$(\frac{M_s}{M})^2$	P_T	P_r	hi
18	3367	92.5	.055	0.83	2310	.0033		112	.000250	0.301	0.8965	5.750	3.170	241.59
19	811.8	133.7	0.15	0.80	6536	.004		157.92	.000185	0.231	0.8144	5.335	3.034	868
20	356	82.5	.065	0.83	2310	.0033		112	.000250	0.301	0.8963	5.750	3.170	242.5
21	356	82.5	.055	0.83	2310	.0033		112	.000250	0.301	0.8953	5.750	3.135	242.5
22	619	54.5	0.12	0.83	5890	0.004		112.56	.00024	0.289	0.8914	5.750	3.170	644.3
23	600	92-98	0.12	0.84	4980	.004		120.32	.00023	0.293	0.8337	5.80	3.184	699.5
24	188	81	.02	0.75	929	.0055		115.14	.000245	0.326	0.7551	5.0	2.881	158.9
25	179	77.5	.02	0.78	892	.0057		112	.000250	0.320	0.8531	5.25	2.785	160.1
26	524	82-24	0.111	0.9	4303	.0039		108.54	.000251	0.278	0.8375	6.125	3.304	560.6
27	563	93-84	0.137	0.87	5494	0.004		118.14	.000245	0.281	0.8375	6.125	3.304	710.0
28	488.9	128.5	0.12	0.9	4652	0.004		126.7	.00022	0.244	0.8222	6.125	3.304	627.8
29		107-2	0.137	0.8	5969	0.004		133.74	.000205	0.256	0.8279	5.50	3.184	737.9
30	824	107	0.12	0.8	5229	0.004		133.74	.000205	0.256	0.8279	5.50	3.184	696.35
31	804	108.4	0.137	0.84	5975	0.004		133.74	.000205	0.256	0.8279	6.0	3.258	721.89
32	697	107	0.12	0.87	4813	0.004		126.7	.000220	0.252	0.8241	6.125	3.304	626.38
33	591	108.3	0.137	0.9	6311	0.004		126.7	.000220	0.244	0.8222	6.375	3.308	689
34	427.9	128.6	0.12	0.9	4652	0.004		126.7	.000220	0.244	0.8222	6.125	3.304	627.83

continúa hoja II

$\times 10^{-12}$

	t_4	t_4	k_4	t_4	k_4	k_4	k_4	t_4	t_4	t_4	t_4	t_4
1	113.34	.00024	0.63	949	530	.000175	5.35	900601	13021	111.73	651	
2	109.57	.000255	0.625	952	533	.000173	5.19	906309	14324	107.68	646	
3	105.13	.00018	0.628	913	502	.000188	6.65	833569	12577	149.98	720.8	
4	112.35	.00025	0.63	949	531	.000175	5.35	900601	12637	110.9	716.7	
5	148.25	.000185	0.625	917	505	.000187	6.55	840887	12608	145.3	790.45	
6	128.04	.000220	0.649	937	520	.000180	5.83	877969	12488	125.41	760.2	
7	128.04	.000220	0.649	937	520	.00018	5.83	877969	12488	125.9	694.78	
8	128.04	.000225	0.649	937	520	.00018	5.83	877969	12488	127.6	513.80	
9	135.36	.000208	0.659	930	515	.000183	6.12	864900	13023.9	134.5	572.33	
10	135.36	.000200	0.659	930	515	.000183	6.12	864900	13141	134.4	544.87	
11	134.25	.000200	0.655	931	515	.000181	5.95	866761	12783.3	139.73	556.32	
12	134.25	.00020	0.655	931	515	.000181	5.95	866761	12783.3	139.93	556.32	
13	134.25	.00020	0.655	931	515	.000181	5.95	866761	12783.2	134.93	552.32	
14	137.23	.00021	0.66	929	514	.000182	6.13	863041	13070	137.2	466.02	
15	137.23	.00021	0.66	929	514	.000182	6.13	863041	11988	140.35	289	
16	113.7	.000245	0.631	949	949	.000175	5.35	863041	12841.2	115.21	255	
17	113.25	.000245	0.631	949	949	.000175	5.35	863041	12841.2	115.4	235	

85

Hoja III
Continúa Hoja III

47

te Me ke le he ke ke³ ho¹² le ho ts Ni

18	113.25	.00025	0.63	949	530	.000175	5.35	900601	12637	115.4	200
19	153.44	.00018	0.675	913	502	.000175	5.36	833569	12843	149.9	770
20	113.07	.00025	0.63	949	530	.000175	5.35	900601	12637	114.65	235
21	113	.00025	0.63	949	530	.000175	5.35	900601	12637	114.65	235
22	110	.00025	0.63	949	530	.000175	5.35	900601	12637	114.65	235
23	121.53	.000225	.041	942	524	.000178	5.64	817364	12891.2	120.2	591
24	112.11	.00024	0.635	946	527	.000176	5.48	899716	13365	117.99	155.4
25	113.25	.00025	0.63	949	530		6.59	900601	12637	115.9	186
26	109.58	.00026	0.621	951	539	.000172	5.08	949401	12799	109.02	678
27	116.28	.00024	0.635	946	527	.000176	5.48	899716	13365	114.88	694
28	128.32	.00022	0.65	937	520	.0001805	5.86	877969	12039	127.84	673.9
27	135.1	.000200	0.658	929	515	.000182	6.078	863841	12808	133.20	667.8
30	125.1	.00020	0.658	929	515	.000182	6.078	863841	12808	146.9	422.7
31	135.1	.00020	0.658	929	515	.000182	6.078	863841	12808	133.23	657.75
32	129.07	.000215	0.65	936	518	.0001805	5.86	876096	11984	122.88	522.58
33	129.07	.000215	0.65	936	518	.0001805	5.86	876096	11984	122.88	631.83
34	124.07	.000215	0.65	936	518	.0001805	5.86	876096	11984	122.88	522.82

continua hoja 48

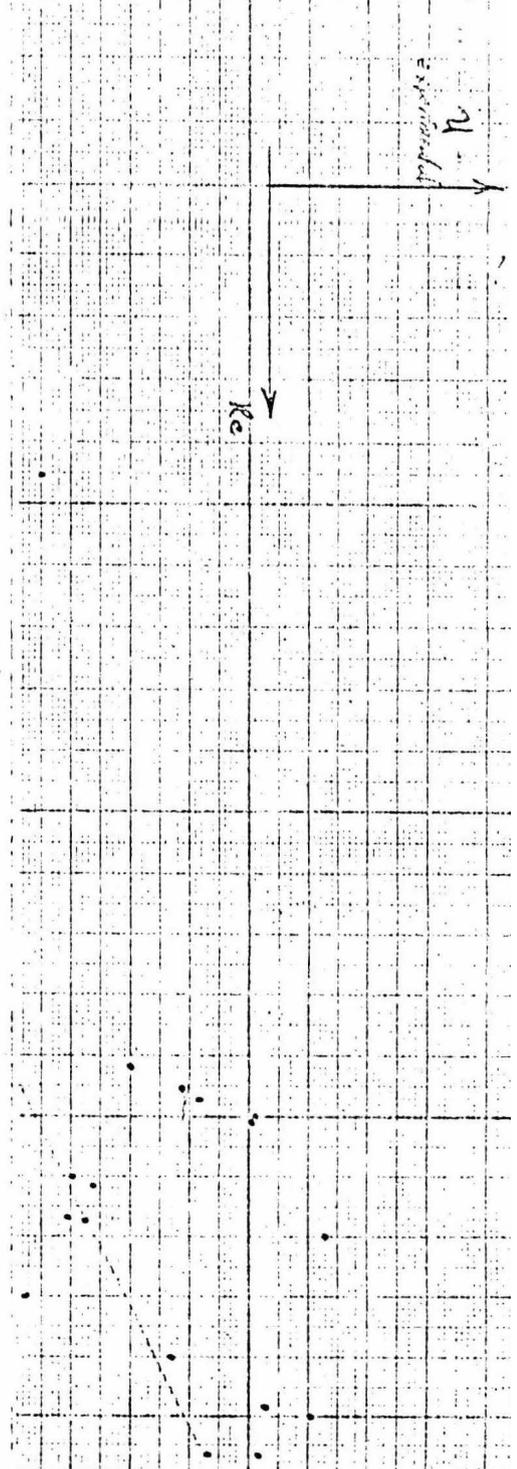
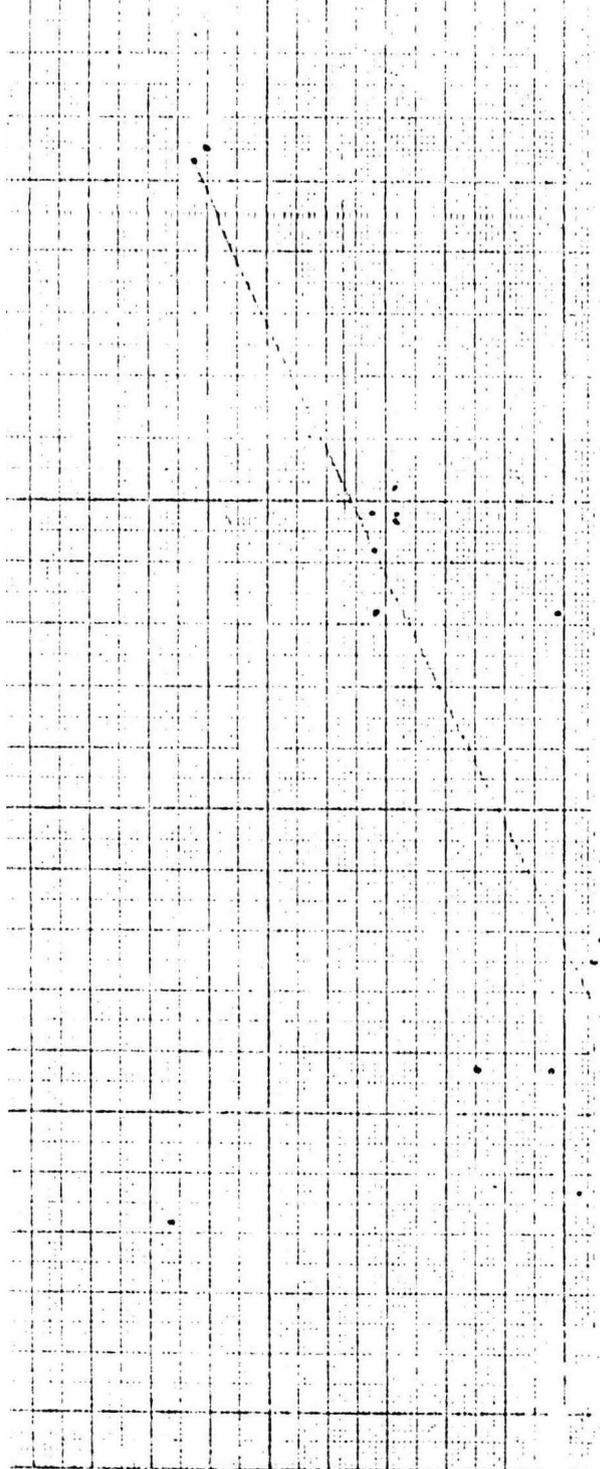
NOMENCLATURA.

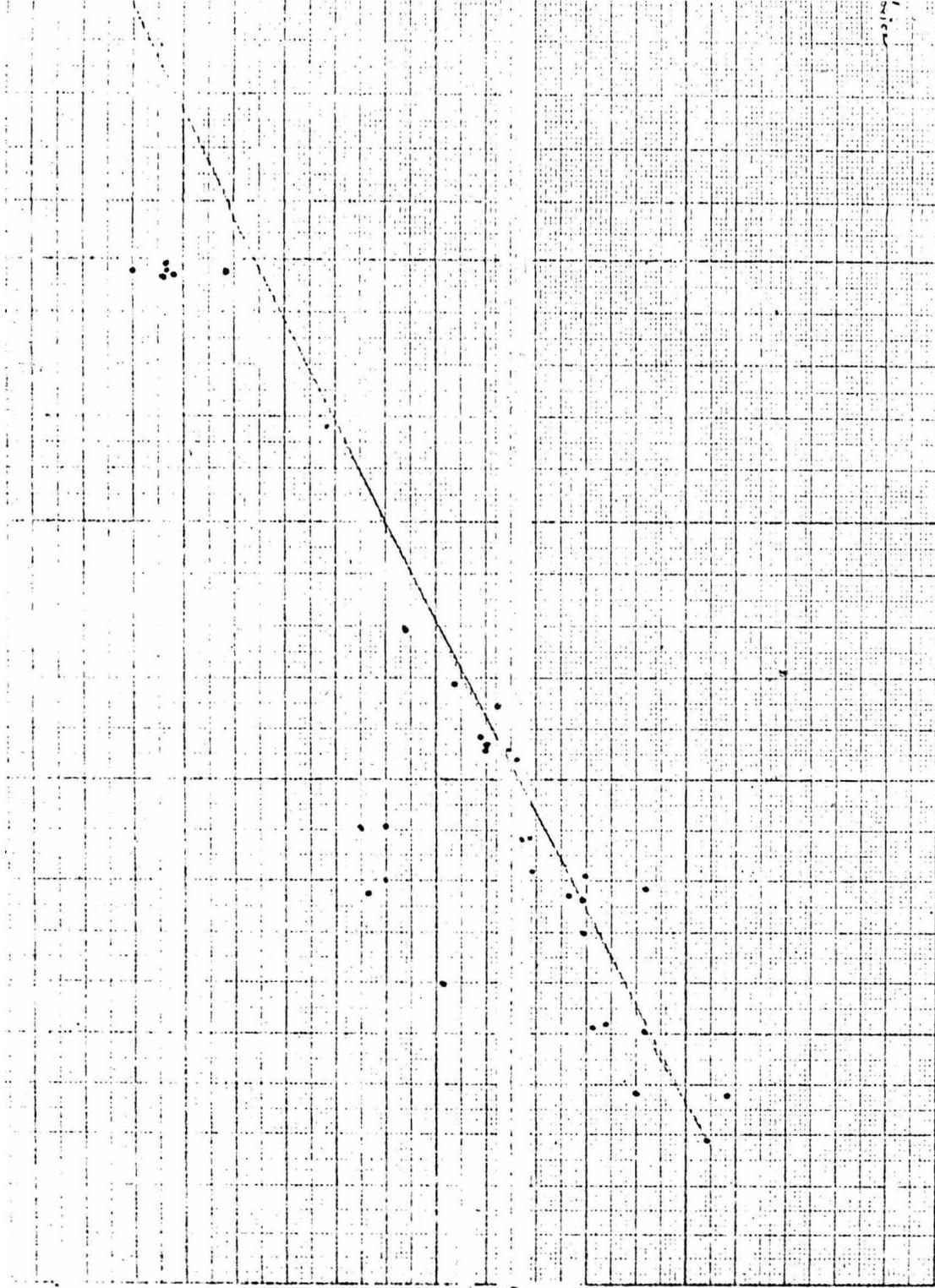
Por orden de aparición de las columnas de izquierda a derecha, las literales, su significado y sus unidades correspondientes:

t_1	Temperatura del fluido de operación (agua) de entrada.	$^{\circ}\text{C}$
t_2	Temperatura del fluido de operación salida.	$^{\circ}\text{C}$
Q_v , Q_p	Calor cedido por el vapor.	Kcal/hr
Q_L , Q_g	Calor ganado por el fluido de operación. (agua)	Kcal/hr
P_v	Presión del vapor de agua saturado en unidades absolutas.	lb/inch ² a
G_v	Gasto de vapor de agua saturado.	l/seg
G_L	Gasto del fluido de operación. (agua).	l/seg
t_{cond}	Temperatura del vapor condensado, medido directamente.	$^{\circ}\text{C}$
t	Temperatura media	$^{\circ}\text{C}$
ρ_z	Densidad del agua a la temperatura media.	$^{\circ}\text{C}$
T_v	Temperatura del vapor determinada a la presión de trabajo.	$^{\circ}\text{C}$
λ_v	Calor de vaporización determinado a la presión de trabajo.	Kcal/Kg
P_v	Presión del vapor.	Kg/cm ²
G_L	Gasto de líquido.	Kg/hr

G_v	Gasto de vapor.	Kg/hr
C_{pe}	Capacidad calorífica del <u>a</u> <u>g</u> uo.	Kcal/Kg-°C
U_{exp}	Coefficiente total de transmisión de calor, obtenido experimentalmente.	Kcal/hr m °C.
$LMTD$	Diferencia de temperatura-media logarítmica.	°C
V_L	Velocidad del fluido de operación (agua).	m/seg
μ	Viscosidad del agua a la <u>g</u> temperatura media. ($\times 10$) ⁻³	Kg/m seg
Re	Número de Reynolds.	adimensional
f	Tactor de fricción.	adimensional
h_i	De aquí en adelante cálculo del coeficiente de película interior.	
t_s	Temperatura a la que se efectúa la transmisión de calor, mejor conocida como temperatura de la pared.	°C
μ_s	Viscosidad del fluido de operación a la temp. t_s	Kg/m seg
μ/μ_s	Relación de viscosidades, en t_s que se pretende obtener el mejor valor de la viscosidad que represente lo que realmente sucede, al transmitirse calor.	adimensional
Pr	Número de Prantl. A la temperatura media.	adimensional
$Pr^{2/3}$	Número de Prantl.	adimensional.
h_i	Coefficiente de película <u>te</u> orico interior obtenido a partir de la <u>g</u> ra, <u>ica</u> <u>pro</u> puesta por Kern.	Kcal/m hr °C

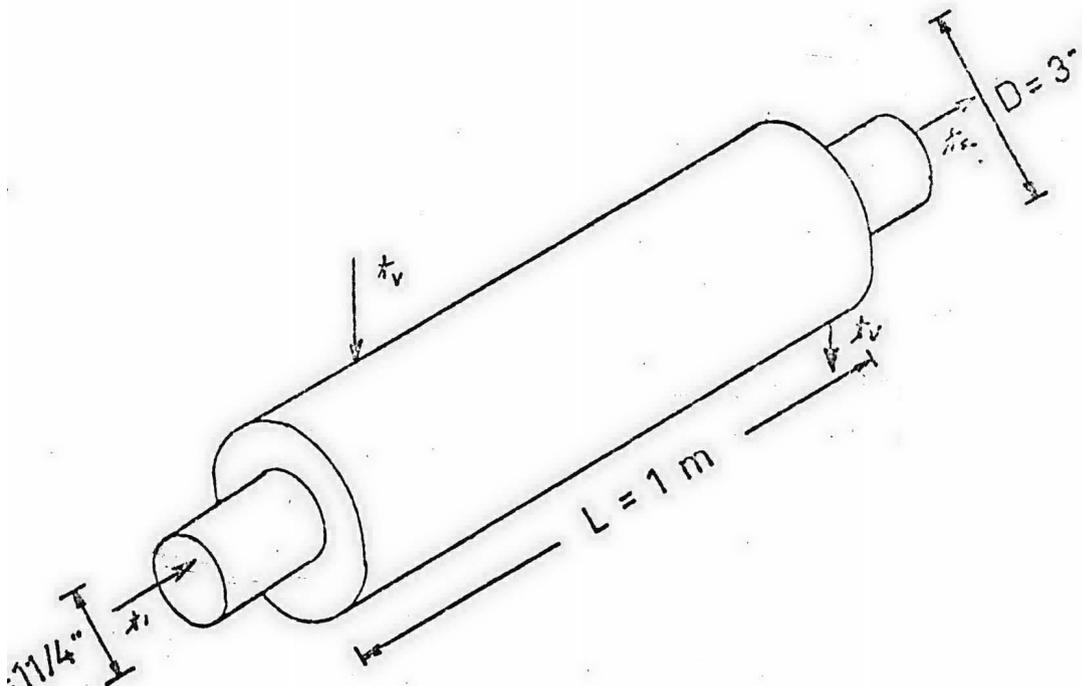
t_f	Temperatura del vapor corregida. $t_f = t_v - 3/4(t_v - t_s)$	$^{\circ}\text{C}$
μ_{t_f}	Viscosidad a la temperatura t_f . <i>NOTA: Los valores tabulados ($\times 10^{-3}$).</i>	Kg/m seg
ρ_f	Densidad a la temperatura t_f .	$\text{Kcal/m hr } ^{\circ}\text{C}$
k_f	Conductividad a la temperatura t_f .	Kg/m^3
λ_f	Calor de vaporización (latente).	Kcal/Kg.
k_f	Conductividad térmica.	$\text{Kcal/ m seg } ^{\circ}\text{C}$
k_f^3	Conductividad térmica elevada al cubo ($\times 10^{-3}$).	
ρ_f^2	Densidad del condensado a la temperatura t_f . Elevado al cuadrado.	Kg/m^3
h_o	Coeeficiente de película externo.	$\text{Kcal/m}^2 \text{ hr } ^{\circ}\text{C}$
t_s	Temperatura de la pared del tubo recalculada con los coeficientes obtenidos.	$^{\circ}\text{C}$
U_i	Coeeficiente total de transmisión de calor teórico.	$\text{Kcal/hr m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$





TABLAS DE RESULTADOS

CORRIDAS EN PARALELO



B. 1000

	f_1	f_2	ab. P_1	H_1 P_2	H_2 E_1	\bar{f}	f_1	t_1	\bar{H}	\bar{P}_1	B_1	G_1	G_2	\bar{LMTD}	\bar{L}_0	W. 1000000
1	19	32	31.3	.2	2.64	25.5	.997	102	524	0.90	15	148688	2031.76	9811		146.7
2	17	32.5	32.3	.4	3.9	24.25	.997	123	523.5	0.98	16.5	128246	3832	9724		362
3	17	27	31.3	.3	8	23.25	.998	122	524.5	0.939	9	137251	4237	9807		388
4	17	30	31.3	.3	8	24.5	.997	122	524.5	0.916	11	139251	9297	9052		423
5	17	27	31.3	.7	8	23	.998	122	524.5	0.940	8	344015	4297	9902		384
6	12	32	33.3	.7	8.5	24.5	.999	132	517.5	0.916	15	44304	7553	7890		246
7	12	23	23.3	.2	3.75	20	.996	113	530	1.008	5	65004	1336	9383		1281
8	12	25	23.3	.2	3.8	21	.996	113	530	0.990	8	71245	1810	93		176
9	12	29	23.3	.3	3.2	23	.997	113	530	0.990	12	98483	2283	9642		229
10	12	40	34.3	.4	3.2	26.5	.996	127	520.5	0.830	23	217414	4362	9871		400
11	12	32	41.3	.4	8.5	24.5	.997	131	518	0.914	15	246763	7584	107.8		641
12	17	30	31.3	.2	7	24.5	.997	121.5	525	0.914	11	90439	4575	9721		139
13	17	27	21.3	.5	7.5	25.5	.998	110	532.5	0.93	9	146781	4035	8734		420
14	17	29	31.3	.46	4.6	23	.998	121.5	525	0.940	12	2097454	516	5749		47.5
15	12	29	41.3	.47	3.0	23	.998	131.5	518	0.940	12	2453248	354.7	108.9		29.6
16	16	30	41.3	.46	12	23.5	.998	151.5	518	0.934	13	271926	933.4	108.2		78.37
17	20	28	41.3	.4	12	24	.998	131.5	518	0.920	8	240524	933.7	106.14		80.02

93

93

	i_1	i_2	$\frac{dV}{P_0}$	$\frac{dV}{E_0}$	$\frac{dV}{E_1}$	\bar{I}	\bar{I}_F	T_V	\bar{h}_F	H_2	Δt	Q_{PV}	Q_{SF}	$\frac{Q_{SF}}{LNTD}$	% CG	U experimental
18	20	32	51.3	.24	4.47	26	.997	140	512	.88	12	243256	3211	114		255
19	20	33	51.3	.41	4.47	26.5	.997	140	512	.87	13	243256	3211	114		254
20	20	32	51.3	.228	3	26	.997	140	512	.88	12	162028	2150	114		171
21	20	46	51.3	.22	1	33	.995	140	512	0.85	26	153422	1487	106		128
22	20	50	51.3	.22	3	30.5	.994	140	512	.73	30	153422 1162/49	5360	104		466
23	17	42	46.3	1.25	2.37	30.5	.995	135	650.9	0.8	23	4.24	0.46	104		283
24	17	40	42.3	.5	4	29.5	.995	131	650	0.8	21	5.37	1.32	101.9		482
25	19	35	40.3	.4	8	27.0	.996	130	649.5	0.8	16	4.31	3.08	103		460

Run Number



Run Number	V	N ₂ e	t	t _s	($\frac{40}{m}$) ^{0.14}	CPVC	($\frac{CPVC}{-15}$) ^{2/3}	h _i	t ₊	h _o	t ₊ [*]	Altitude	% C
1	-54.5	1770	.00305	117.4	1.2	45.44	3.104	150.7	118.5	12695	120.8	149.25'	
2	-61.8	3028	.0039	118.4	1.175	61.5	3.23	251.1	119.5	12695	121	243.9'	
3	-137	5161	.0040	117.4	1.21	137.51	3.508	466.1	118.5	12695	118.5	439.'	
4	-137	5260	.0041	117.3	1.2	135.37	3.476	482.6	118.5	12695	118.4	342.46'	
5	-137	5131	.004	117.2	1.2	135.6	3.467	464	128	13536	128.5	438.6'	
6	-146	5527	.0041	126.8	1.2	145.6	3.436	547	109.8	12640	122.5	512.8'	
7	-164	2246	.0032	108.2	1.2	64.07	3.605	171	109.8	12640	108	167.58'	
8	-165	2308	.003	108.6	1.2	65.1	3.373	162	109.8	12640	111.4	109.31'	
9	-154	2042	.0037	108.7	1.19	54.7	3.467	156	123.4	13110	111.9	153.25'	
10	-155	2309	.003	122.30	1.19	54.58	3.162	208	127	12695	125.4	203.25'	
11	-146	5567	.004	125.9	1.2	145.6	3.328	510	118	12243	126.75	476.64'	
12	-12	9575	.004	116.8	1.20	119.73	3.368	422	106	12032	118.2	378.72'	
13	-13	5337	.004	105.9	1.17	129.15	3.35	407	117.7	12695	107.	387.5'	
14	-112	461	.0037	116.8	1.21	12.36	3.467		127	12807	118.6	371.7'	
15	-100.6	317		121.3	1.21	8.5		109	127				
16	-102	775	.0062	126.3	1.24	23.1	3.467	108	127	12649	130.6	108.67	
17	-102.1	742	.0062	126.3	1.23	20.2	3.365	107	127	12649	130.6	111.11	

95

95

Order Number	→												
	V	N _{en}	t	t _s	($\frac{t_{s0}}{t}$) ^{2.24}	P _{VP}	($\frac{C_{p4}}{P}$) ^{2.3}	t _i	t _t	t _o	t _s *	Distance	% Error
18	.773	3322	-0037	134.6	1.205	72.02	3.322	254	135.9	12431	137.7	246.3	
19	-773	3104	-0037	134.6	1.225	76.97	3.296	251.6	134.5	12435	137.8	243.3	
20	.058	2056	-0032	134.6	1.225	51.58	2.226	147	134.6	12435	138.7	144.9	
21	.0165	763	-0062	134.9	1.199	64.71	2.931	410.9	134.6	12435	136.7	400	
22	-0514	2472	0035	135	1.171	51.41	2.812	193.7	134.6	12435	138	148.6	
23	-0409	1784	.0038	130	1.202	40.16	3.526	148.6	130.1	12438	134	145.6	
24	-0684	2483	.0038	126	1.208	61.03	3.576	250	126.1	12429	129	242.7	
25	0.134	5292	-004	125.	1.208	136.21	3.248	478.4	126.7	13417	126	469.1	

N_{err}

800

700

600

500

400

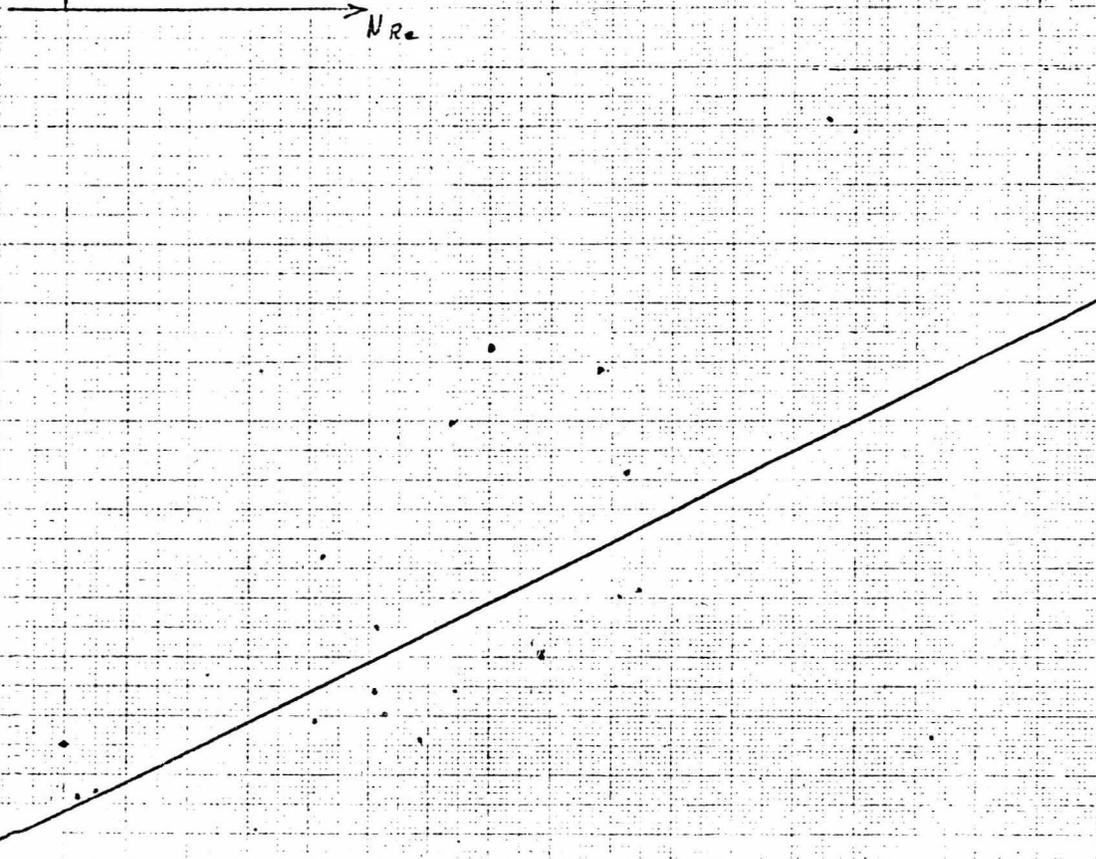
300

200

100

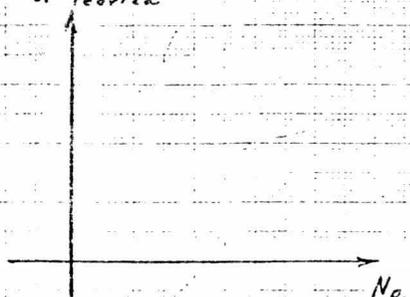
N_{Re}

tb



$U_{teórica}$

$U_{teórica}$



800

700

600

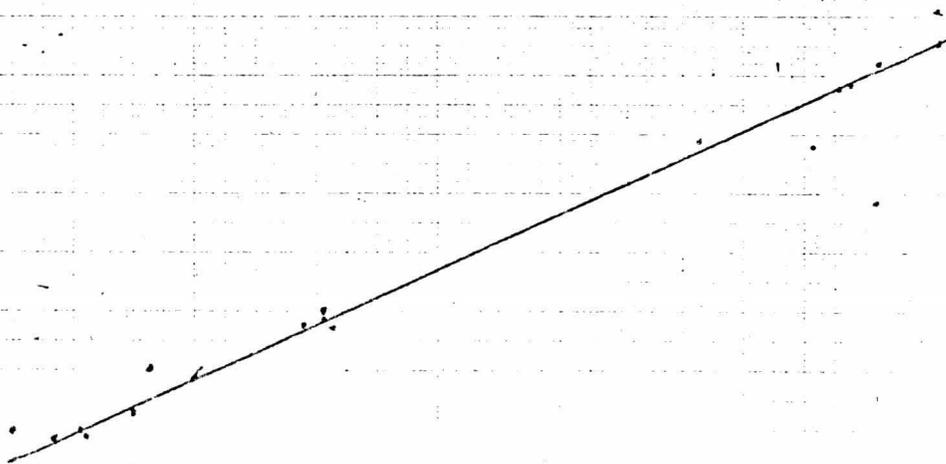
500

400

300

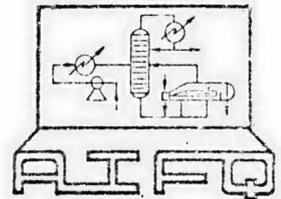
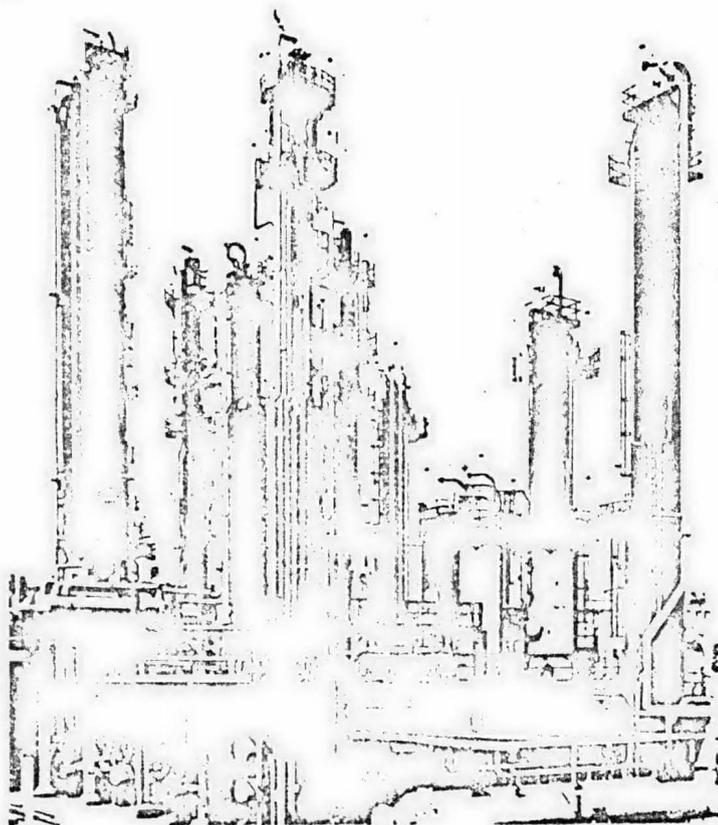
200

100



CAPITULO 3

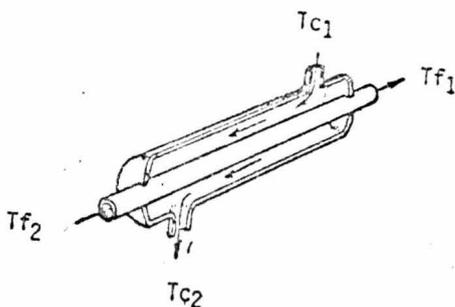
Cambiadores de Calor



FACULTAD DE QUIMICA
DIVISION DE ESTUDIOS PROFESIONALES
Area de Ingenieria



La industria de procesos químicos utiliza muchísimo la transferencia de energía en forma de calor. Para ello emplea equipos conocidos como cambiadores de calor. Las características de los cambiadores de calor dependen del proceso que los requiera. Sin embargo, la transferencia de calor desde una fase caliente a una fría, cuando las dos fases están separadas por la pared sólida, es común a todos ellos.



Generalidades.

Cuando dos objetos que están a diferentes temperaturas se ponen en contacto térmico, el calor fluye desde el objeto más caliente hacia el más frío. Los mecanismos en virtud de los cuales puede fluir el calor son los siguientes:

Conducción.- Si en una sustancia existe un gradiente de temperatura, el calor puede fluir sin que se produzca un desplazamiento observable de materia. Un ejemplo de esto se presenta en el flujo de calor a --

través de la pared de un tubo metálico.

Convección.- La convección está íntimamente ligada con la mecánica de fluidos.

Desde el punto de vista termodinámico, la convección no se considera de hecho como flujo de calor, sino como una densidad de flujo de entalpía. La identificación de la convección con el flujo de calor es una cuestión de conveniencia, ya que en la práctica es difícil separar la convección de la conducción y ambas se engloban conjuntamente. -- Ejemplo de convección es la transferencia de entalpía por los remolinos del flujo turbulento. Convección natural y forzada. Si las corrientes se ponen en movimiento mediante un dispositivo mecánico tal como una bomba o un agitador, el flujo de calor es independiente de los gradientes de densidad y recibe el nombre de convección forzada. Si la transferencia de calor se debe solamente a las corrientes provocadas por una diferencia de densidades la convección será natural.

Radiación.- En términos muy generales, la radiación se hace importante a temperaturas elevadas y es independiente del tipo de flujo. Un ejemplo de este tipo se presenta en la pérdida de calor desde una tubería de vapor no aislada. La radiación se lleva a cabo por medio de radiaciones que se propagan.

Balances de energía.

El tratamiento cuantitativo de los problemas de transmisión de calor se basa en los balances de energía. La mayor parte de los aparatos de transmisión de calor operan en condiciones de régimen estacionario y ese tipo de operación será el que se considera aquí.

Si aplicamos la ecuación de Bernoulli para describir el comportamiento

de un cambiador de calor, nos encontramos con que varios términos de esa ecuación desaparecen o se hacen despreciables, entre ellos los términos de energía cinética y potencia, tampoco encontraremos ninguna bomba y las pérdidas por fricción son despreciables en comparación con los cambios de entalpia. De manera que la ecuación de energía quedaría reducida a:

$$(1) \quad \sum m H = Q$$

o

$$(2) \quad q = m (H_2 - H_1)$$

La ecuación (2) se puede escribir para cada una de las corrientes que circulan a través del cambiador., suponiendo que éste esté aislado convenientemente:

Para el fluido caliente

$$q_c = m_c (H_{c2} - H_{c1}) \quad (3)$$

Para el fluido frío

(4)

$$q_f = m_f (H_{f1} - H_{f2})$$

En donde

m_f masa de fluido frío kg/hr

m_c masa fluido caliente kg/hr

H_f entalpia fluido frío k cal/kg

H_c entalpia fluido caliente en k cal/kg

Ahora bien, el calor perdido por el fluido caliente es ganado por el fluido frío, de manera que:

$$q_c = q_f$$

$$m_c (H_{c2} - H_{c1}) = m_f (H_{f1} - H_{f2}) \quad (5)$$

La ecuación anterior recibe el nombre de balance global de entalpía. Si se supone que los calores específicos son constantes, el balance global de entalpía para un cambiador de calor adquiere la forma:

$$q = m_c (c_{pc} (T_{c2} - T_{c1})) = m_f (c_{pf} (T_{f1} - T_{f2})) \quad (6)$$

Siendo c_{pc} calor específico del fluido frío [k cal/kg °C]

c_{pf} calor específico del fluido caliente [k cal/kg °C]

La ecuación anterior se debe modificar si uno de los fluidos se condensa quedando como:

$$q = m_v \lambda = m_f (c_{pf} (T_{f2} - T_{f1})) \quad (7)$$

Siendo m_v la cantidad del vapor condensado kg/hr

λ calor latente de vaporización del vapor kcal/kg

La ecuación anterior se basa en la suposición de que el vapor llega al condensador como vapor saturado (no sobrecalentado) y que el condensado sale a la temperatura de condensación. Pero si el condensado sale a una temperatura T_{hb} menor que la temperatura T_h de condensación del vapor, la ecuación anterior queda:

$$m_v [\lambda + c_{pv} (T_h - T_{hb})] = m_f (c_{pf} (T_{f2} - T_{f1})) \quad (8)$$

Siendo ahora c_{pv} el calor específico del condensado.

Coefficiente total.

Los cálculos para el diseño de un cambiador de calor se basan en la ecuación

$$q = U A \Delta T \quad (9)$$

En donde U es el coeficiente total de transferencia de calor -----
 $k \text{ cal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

A : Área de transferencia m^2

T : diferencia de temperaturas

Si aplicamos la ecuación anterior a un punto particular del cambiador la transferencia de calor se expresa como:

$$q = U \Delta T dA \quad (10)$$

En la mayoría de los cambiadores la temperatura de al menos uno de los fluidos variará y por eso la fuerza impulsora entre el fluido caliente y el frío variará. No solamente variará el ΔT sino también q y U variarán a través del cambiador. El coeficiente total de transferencia de calor no se mantiene constante debido a las variaciones en las propiedades físicas del fluido y al cambio en el régimen de flujo.

En consecuencia la integración de la ecuación (10) es difícil.

Si separamos variables

$$\int_0^A dA = \int_0^q \frac{dq}{U \Delta T} \quad (11)$$

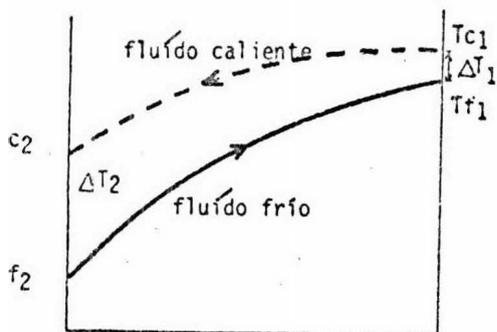
La variación de la temperatura del fluido dentro de un cambiador se muestra en las siguientes figuras, en donde la temperatura de cada corriente se grafica como una función de la longitud del cambiador.

$$\frac{d(\Delta T)}{dq} = \frac{\Delta T_{II} - \Delta T_I}{qt}, \quad d(\Delta T) = \frac{(\Delta T_{II} - \Delta T_I) U \Delta T dA}{qt}$$

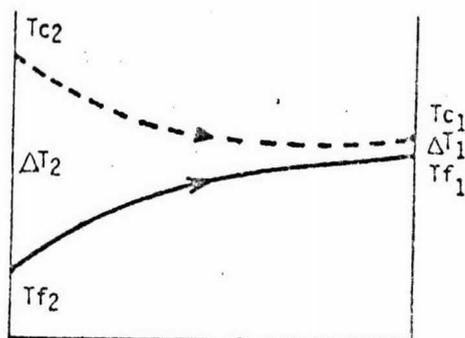
$$\int_{\Delta T_I}^{\Delta T_{II}} \frac{d(\Delta T)}{U \Delta T} = \int_0^A \frac{(\Delta T_{II} - \Delta T_I) dA}{qt} \quad \frac{1}{U} \ln \frac{\Delta T_{II}}{\Delta T_I} = \frac{A(\Delta T_{II} - \Delta T_I)}{qt}$$

$$\frac{1}{U} \ln \frac{\Delta T_{II}}{\Delta T_I} = \frac{A}{qt} \quad \frac{qt}{A} = U \Delta T_{me} \quad (12)$$

Contracorriente



Paralelo

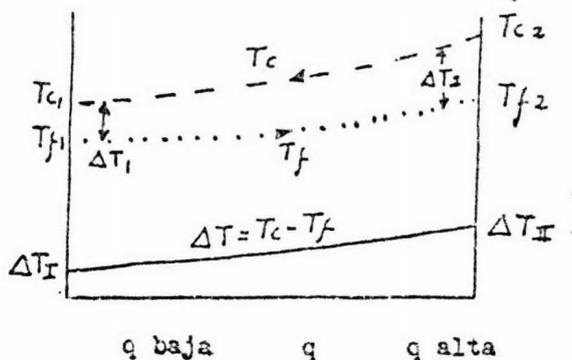


Longitud de los tubos

Longitud de los tubos

Para aplicar la ecuación (10) a todo el área de un cambiador de calor, es preciso integrarla, lo cual puede realizarse fácilmente si se admiten algunas suposiciones con el fin de simplificarla. Las suposiciones son: (1) el coeficiente global U es constante; (2) los calores específicos de los fluidos caliente y frío son constantes; (3) el intercambio de calor con el ambiente es despreciable; (4) el flujo de calor es a régimen permanente y tiene lugar en corriente paralela o a contracorriente..

Las suposiciones (2) y (4) implican que si T_c y T_f se grafican frente a q según se indica en la siguiente figura, se obtienen líneas rectas y puesto que T_c y T_f varían linealmente con q también lo hace ΔT .



Esta es la ecuación de diseño cuando se usan las suposiciones arriba mencionadas. Esta ecuación se puede usar para flujo a contracorriente paralela (Ecuación 12)

Colburn sugirió que un cálculo más preciso se logra si se usa la siguiente ecuación:

$$q = A \left[\frac{U_1 \Delta T_2 - U_2 \Delta T_1}{\ln \frac{U_1 \Delta T_2}{U_2 \Delta T_1}} \right] \quad (13)$$

En donde U_1 , U_2 son los coeficientes totales en los extremos del cambiador y ΔT_1 , ΔT_2 son las diferencias de temperaturas en los extremos.

Esta ecuación supone que el coeficiente de transferencia de calor varía linealmente con q a lo largo del cambiador de calor.

Coefficientes individuales.

La resistencia global al flujo de calor desde el fluido caliente al frío es el resultado de la disposición en serie de tres resistencias separadas.

Dos de las resistencias son las que ofrecen los fluidos individualmente, la tercera corresponde a la pared del sólido que separa a los fluidos. El coeficiente global se puede pues evaluar a partir de los coeficientes individuales y la resistencia de la pared del tubo.

$$UA = \frac{1}{\sum R} \quad (14)$$

Si se trata de una pared plana A está medida sobre la superficie normal al paso del calor. Si se trata de paredes no plans A ha de medirse sobre una de las superficies normales al paso del calor y U quedará referida a esa superficie; por ejemplo, si consideramos una pared

cilíndrica de diámetro externo D_o , diámetro interno D_i y conductividad K , y circulación por el interior y exterior del tubo dos fluidos entre los cuales se está realizando el intercambio de calor y siendo h_i y h_o los coeficientes de convección para el fluido interno y externo respectivamente, el coeficiente integral de transferencia de calor referido a la superficie externa será:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_i} \frac{D_o}{D_i} + \frac{x}{k} \frac{D_o}{D_{med}} + \frac{1}{h_o}} \quad (15)$$

y si se refiere al área de superficie interna:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x}{k} \frac{D_i}{D_{med}} + \frac{1}{h_o} \frac{D_i}{D_o}} \quad (16)$$

Transmisión de calor en fluidos sin cambio de fase.

Existen numerosas e importantes aplicaciones de intercambio de calor en las que el calor se transmite entre fluidos sin que éstos cambien de fase. Tal ocurre por ejemplo, en el intercambio de calor entre una corriente de aire y un líquido que se calienta, cuando las dos corrientes están separadas por una pared metálica que constituye la superficie de transferencia de calor. Por regla general esta superficie está constituida por tubos. En la mayor parte de los casos la transmisión de calor fluido se realiza en aparatos que operan a régimen permanente.

El fluido que se calienta o enfría puede circular con flujo laminar, flujo turbulento o en el intervalo de transición entre el flujo laminar y el turbulento.

Por otra parte el fluido puede moverse por convección natural o por convección forzada. A las velocidades ordinarias de trabajo el calor

que se genera debido a la fricción del fluido es despreciable en comparación con el que se transmite entre fluidos.

Las propiedades de los fluidos tales como viscosidad, conductividad térmica, calor específico y densidad son variables importantes en la transmisión de calor. Todas ellas y especialmente la viscosidad, varían con la temperatura.

Debido a los distintos efectos que se han puntado anteriormente, el tema de la transmisión de calor a fluidos sin cambio de fase es complejo y en la práctica se estudia a lo largo de una serie de casos especiales, en vez de seguir una teoría general.

Sin duda uno de los casos más importantes de transmisión es el del flujo de calor hacia o desde una corriente de fluido que circula con flujo turbulento dentro de tubos. La turbulencia se presenta por números de Reynolds superiores a 2100.

Los primeros estudios sobre este caso se dirigieron hacia la obtención empírica de correlaciones que pudieran dar el valor del coeficiente en función de las propiedades del fluido y del tipo del flujo empleado. El cálculo se efectuó por medio de los datos experimentales y con la ayuda del análisis dimensional, siendo los módulos o números dimensionales más empleados los siguientes:

Nusselt $Nu = \frac{hD}{k}$

Reynolds $Re = \frac{Dv\rho}{\mu}$

Prandtl ... $Pr = \frac{c_p \mu}{k}$

Muchos investigadores dedicaron sus esfuerzos a la obtención de las ya mencionadas correlaciones, entre las cuales están:

Para fluidos en el interior del tubo

en a) flujo turbulento

El valor del coeficiente se despeja de la ecuación de Dittus Boelter en la que las propiedades del fluido se evalúan a partir de la temperatura media del fluido:

$$\frac{h_i D}{k} = Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33}$$

b) Para fluidos muy viscosos que se mueven con $Re < 8000$ se pueda emplear una modificación de la ecuación anterior denominada ecuación de Sieder y Tate.

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

En la que μ_s es la viscosidad a la temperatura de la superficie metálica y μ es la viscosidad a la temperatura promedio del fluido.

c) Para flujo laminar

$$Nu = 2 \left(\frac{W C_p}{k L} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

en donde W es la masa del fluido.

Las ecuaciones anteriores son más fáciles de emplear en forma de gráfica que relaciona el factor de Colburn contra el número de Reynolds.

Al utilizar la figura es preciso tener en cuenta que para Re inferiores a 2100 el coeficiente h_i es el valor medio del coeficiente para toda la longitud del tubo y está basado en la caída de temperaturas media aritmética.

Para valores de Re superiores a 2100 el coeficiente h_i es o bien el valor local de h_i o el valor medio de h_i para tubos largos, dependiendo del L/D .

Nusselt fué el primero en deducir las ecuaciones básicas de la velocidad de transmisión de calor para la condensación en película. Se basó en la suposición de que en el límite exterior de la capa de líquido condensado el vapor y el líquido están en equilibrio termodinámico, de forma que la única resistencia al flujo de calor la que ofrece la capa de condensado que desciende con flujo laminar bajo la acción de la -- gravedad.

Para tubos horizontales solos se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$h = 0.725 \left(\frac{k_f^3 \rho_f^2 g L}{\Delta T_o D_o \mu_f} \right)^{1/4}$$

En donde:

h coeficiente

k_f conductividad térmica del condensado

μ_f viscosidad del condensado

ρ_f densidad del condensado

g aceleración de la gravedad

La temperatura de referencia para la evaluación de μ_f, k_f, ρ_f se define por:

$$T_f = T_h - 3 \frac{(T_h - T_w)}{4} = T_h - \frac{3 \Delta T_o}{4}$$

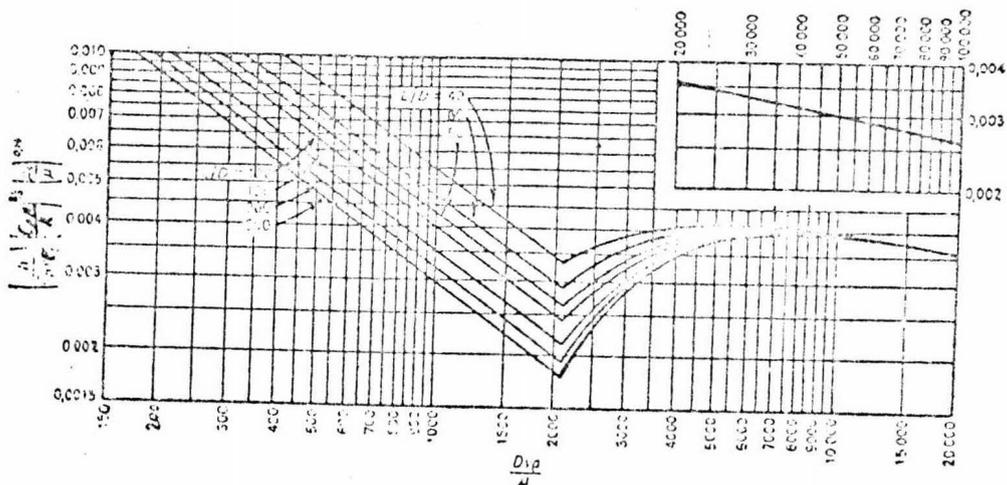
Siendo T_f temperatura de referencia

T_h temperatura del vapor condensante

T_w temperatura de la pared del tubo

Como se vió en el párrafo anterior tanto para el cálculo del coeficiente, en calentamiento, como en condensación se necesita conocer el valor de T_w . Este dato se obtiene por:

$$q = h_i (T_w - T) = h_o (T_h - T_w)$$



Transmisión de calor en fluidos con cambio de fase.

Los procesos de transmisión de calor acompañados por un cambio de fase son más complejos que el de simple intercambio de calor entre fluidos. Un cambio de fase implica la adición o sustracción de cantidades considerables de energía calorífica a temperatura constante o casi constante. En estos casos la velocidad de cambio de fase pueda regirse por la velocidad de transmisión de calor, pero más frecuentemente está gobernada por la velocidad de formación de burbujas o películas.

El vapor es uno de los medios de calentamiento más usados y puede condensar sobre una superficie fría en forma de gotas o películas. En la condensación en películas que es la más frecuente, el líquido condensado forma una capa continua que fluye sobre la superficie del tubo.

Esta capa de líquido interpuesta entre el vapor y la pared del tubo es la que proporciona la mayor resistencia al flujo de calor y por consiguiente la que fija el valor del coeficiente de transmisión de calor.

En donde h_1 y h_2 son valores supuestos que deben ser comparados con los valores obtenidos

Diseño general de los aparatos de intercambio de calor.

El diseño y ensayo de los intercambiadores de calor se basa en los principios generales expuestos en las páginas anteriores. Primeramente se plantean los balances de materia y energía. A partir de estos resultados se calcula el área de transmisión de calor necesaria. Las magnitudes que es preciso calcular son: el coeficiente global de transmisión de calor y la diferencia media de temperaturas.

En los diseños sencillos estas magnitudes se pueden evaluar fácilmente y con exactitud considerable.

PROPIEDADES DEL AGUA LIQUIDA

Temperatura T °C	Viscosidad centipoises	Conductividad calorífica K, kcal/(m) (hr) (°C)	Densidad kg/m ³	$\psi_f = \frac{(K^2 \rho^2 g)}{\mu^2}$
0	1,794	0,476	999,87	6.900
5	1,519	0,485	999,99	7.860
10	1,310	0,496	999,73	8.870
15	1,140	0,505	999,13	9.900
20	1,005	0,513	998,23	10.930
25	0,894	0,522	997,07	12.150
30	0,801	0,529	995,67	13.090
35	0,723	0,535	994,06	14.160
40	0,656	0,541	992,24	15.260
45	0,599	0,547	990,25	16.370
50	0,549	0,553	988,07	17.510
60	0,470	0,562	983,24	19.680
70	0,406	0,570	977,81	21.920
80	0,357	0,577	971,83	24.080
90	0,317	0,582	965,34	26.170
100	0,284	0,586	958,38	28.220
110	0,256	0,588	951,0	30.190
120	0,232	0,589	943,4	32.120
130	0,212	0,589	935,2	33.910
140	0,196	0,589	926,4	35.340
150	0,184	0,589	917,3	36.090

Descripción del aparato.

aparato que se utilizará para la práctica sobre cambiadores de calor --

esta vez:

tanque de alimentación con salida de borda dotado de un medidor de ni-

tanque receptor elevado con descarga para el tanque de alimentación o drenaje.

bomba de turbina sentinal, impulsada por un motor de 1/2 Hp, 220V.

intercambiador de tubos concéntricos horizontal y en forma de horqui-

cuya coraza se pasa vapor saturado como medio de calentamiento y por

tubo tendremos agua como fluido de operación. El cambiador en sí, está

construido de tal manera, que una parte de él opera a corriente paralela

la otra a contracorriente.

vapor que no se condensó y el condensado pasan a un intercambiador de

tubos concéntricos y de allí a un tanque receptor de condensado provisto

un igualador de presiones y un indicador de niveles.

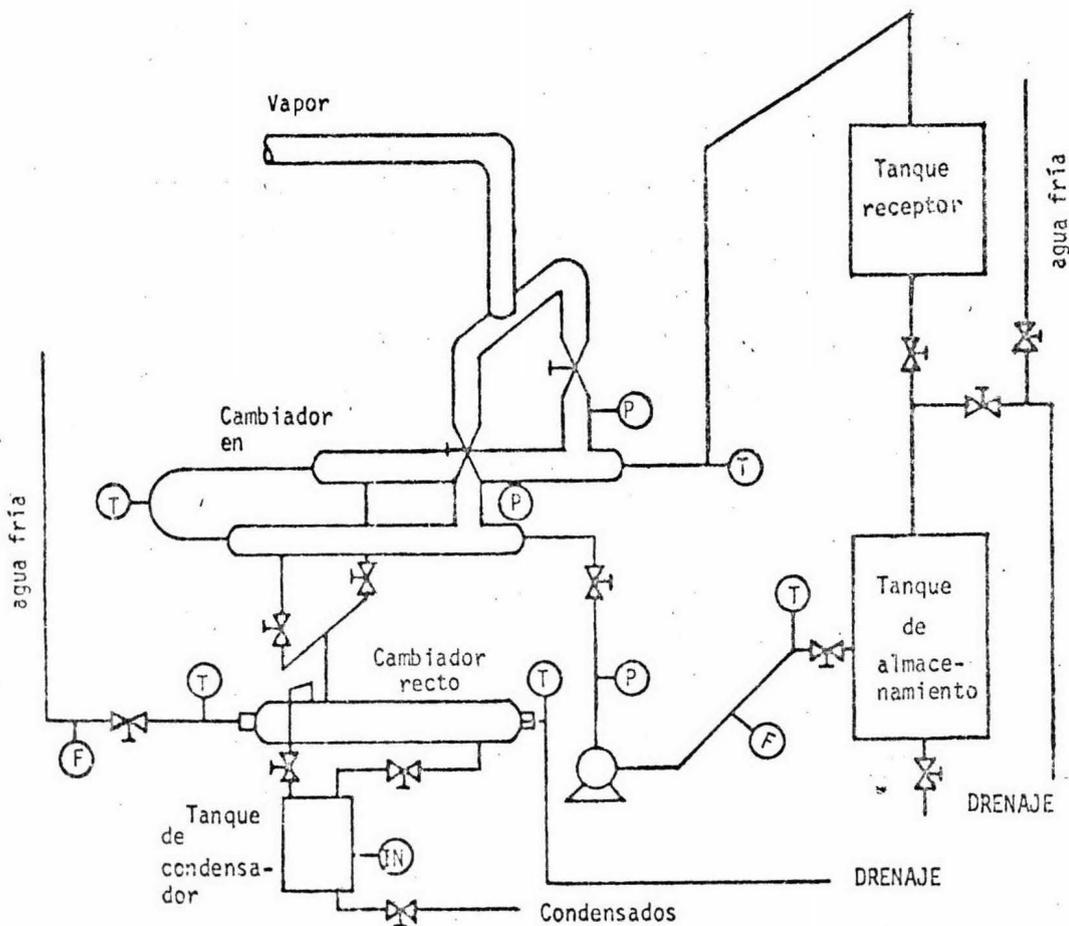
los cambiadores de calor tienen conectados termómetros a la entrada y salí

los dispositivos para medir los flujos de agua en este sistema son medido-

res de flujo doméstico, los cuales tienen dispositivos que giran cuando

el fluido pasa a través del medidor, registrando el volumen total que ha

pasado.



Técnica de la práctica.

- 1.- Verificar que todas las válvulas y conexiones estén alineadas para permitir que el agua que sale del tanque de alimentación pase por el intercambiador, vaya al tanque receptor, y de allí al drenaje.
- 2.- Primero se operará con el cambiador de calor a corriente paralela, para ello, se abrirá la válvula de vapor que permite el paso de éste al cambiador mencionado y se cerrará la que lo lleva al cambiador en contra-

corriente.

El vapor, no condensado y el condensado, deberán pasar por el cambiador adicional y de allí pasar al tanque de condensados, en el que se debe abrir la válvula de igualación de presiones. No debe pasar agua de enfriamiento por el intercambiador recto.

Se echa a andar la bomba, para permitir el paso del agua por el sistema.

Fijar con las válvulas respectivas el gasto de vapor y agua deseado y dejar que el sistema se estabilice. Durante este tiempo se puede echar al drenaje, tanto el agua caliente como el condensado, para permitir un cupo suficiente en el tanque recolector de condensado al efectuar las mediciones.

Una vez estabilizado el sistema, tomar las medidas de temperatura, -- presión del vapor, gastos de agua y de condensado. Para tomar la medida del condensado se debe cerrar la descarga del tanque de condensado y efectuar las lecturas de la diferencia de nivel en un tiempo suficientemente grande para evitar errores. Una vez obtenido ésto, se -- procederá a modificar el gasto de agua, para obtener otros valores.

Cuando se tienen al menos tres lecturas con el cambiador de corriente en paralelo, se modificará la operación de manera que el vapor sólo - llegue hasta el cambiador a contracorriente y de allí al tanque de - condensado, el cual se debe purgar para obtener nuevas lecturas. Se de - berán obtener al menos tres lecturas con este cambiador.

Una vez hecho lo anterior se modificará el sistema, para permitir que el vapor llegue tanto al cambiador en paralelo como al de contracorriente.

Se tomarán los datos obtenidos.

9.- Sin modificar el sistema, se abrirá la entrada de agua al cambiador --
recto, midiéndose el gasto de agua y la temperatura de entrada y sa-
lida de ésta, así como las temperaturas y gastos del resto del siste-
ma.

Una vez que se hayan tomado los datos experimentales, se procede a parar
el equipo mediante la secuencia siguiente:

- 1.- Cerrar el suministro de vapor, permitiendo que el fluido de operación
continúe circulando con el fin de enfriar el equipo.
- 2.- Desconectar el motor de la bomba de alimentación y cerrar las válvu-
las de alimentación de agua al equipo.
- 3.- Descargar el condensado.

Cálculos.

- 1.- Para cada una de las corridas efectuar el balance de energía, obtener
la diferencia de temperaturas media logarítmica y el coeficiente U.
- 2.- Graficar U contra Re para cada cambiador.
- 3.- Evaluar para cada corrida el U teórico esperado usando las ecuaciones
o correlaciones más aconsejables.
- 4.- Graficar U esperado real contra Re.

Bibliografía

Williams H. Mc. Adams: Heat Transmission.

CAPITULO 4.

CONCLUSIONES.

Si se tiene presente que el objetivo principal para lograr una mejor realización de una práctica en el laboratorio de Ingeniería Química es:

Que el alumno sea capaz de:

Emplear con habilidad el instrumental, materia prima e instalaciones del laboratorio de Ingeniería Química.

Acudir a las fuentes de información adecuadas para desarrollar la experimentación en forma planificada, después de haberse informado en forma preliminar en la práctica escrita que se le proporciona en este laboratorio, que es lo que se pretende experimentar y en que equipo lo va a realizar.

Para que así el alumno se vea precisado a realizar los siguientes pasos (necesarios e indispensables) para la mejor ligazón:

Conceptos teóricos - Experiencias adecuadas.

De donde será indispensable que efectúe:

a) La localización de datos en el momento preciso de la realización de la práctica que está siendo sometida a tal control, o sea, registro permanente.

b) Una cierta tabulación de datos obtenidos, calculados y seleccionados de las fuentes de información.

c) Interpretación gráfica de las variables que controlan el sistema.

d) La obtención de relación o relaciones matemáticas de las variables involucradas, que describen mejor al sistema en estudio.

e) La contrastación de los resultados obtenidos con los resultados teóricos que aparece en la Bibliografía.

f) La determinación de los valores entre los que se pueden obtener los coeficientes de transmisión de calor para este cambiador.

g) La identificación de las fuentes de error.

NOTA:

Fuentes de información: La práctica escrita que se le entrega.

Los libros de texto. Revistas. Lecturas de teoría e instructores.

Sus compañeros de grupo de La Laboratorio, etc.

De donde se concluye que para el método de cálculo de los coeficientes globales de transferencia de calor:

Para un intercambiador de tubos concéntricos, tipo experimental, que se encuentra en el Laboratorio de Ingeniería Química y en el que el coeficiente se definió como la suma de las resistencias (fase caliente, fase fría y pared de tubo) o sea el inverso de una resistividad al flujo de calor, y que además se constituye en un método fácil para comparar y relacionar las velocidades de transferencia de calor y que sin duda alguna dependerán de la naturaleza de los fluidos (o sea de las propiedades físicas, tales como: viscosidad, capacidad calorífica, densidad, conductividad) y de sus velocidades de circulación por los tubos.

Se siguió la formulación antes propuesta. Diagrama de flujo, tablas de datos, gráficas de U_{exp} vs $U_{teórico}$ (según Kern) vs N_{Re} en donde se observa el aumento del valor del coeficiente de transferencia total por cada incremento en el valor del Número de Reynolds, en donde se afirma la dependencia de los coeficientes de transferencia de calor de las propiedades físicas del fluido de operación y del vapor saturado y de su ve-

locidad. Véase gráficas de las páginas

Se observa también comparando las dos gráficas de $U_{teórico}$ vs N_{Re} con la de U_{exp} vs N_{Re} . Que los cálculos experimentales coinciden con una aproximación del 95% con los cálculos teóricos obtenidos de la aplicación de la gráfica propuesta por Kern y una correlación de Nusselt, seleccionada y se informa que los valores entre los que se pueden obtener los coeficientes mencionados en este intercambiador son los siguientes:

U_{exp}	=	200 - 800	Kcal/°C m ² hr
$U_{teórico}$	=	200 - 800	Kcal/°C m ² hr
N_{Re}	=	1000 - 6000	
$G_{líq}$	=	2 - 8	l/min
P_v	=	12 psig - 40 psig	
h_{H_2O}	=	130	300-600 $\frac{Kcal}{In^2 \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$
		\Rightarrow	
h_{vapor}	=	12000	12900 $\frac{Kcal}{In^2 \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$
		\Rightarrow	

De donde se propone que los accesorios que tiene este equipo (medidor de flujo del fluido de operación y un indicador de temperatura directo a la masa de condensados de vapor) se ajusten esto donde fuera posible a los que se usan en la Industria.

Se recomienda también anexarlo a el equipo una línea en by-pass de la línea de descarga a la línea de succión de la bomba de alimentación del fluido de operación con el fin de regular los flujos.

Propongo que los tres corridas que se efectúen en un intercambiador, los flujos de el fluido de alimentación oscilen entre los extremos, es decir 1, 4 y 8 l/min para que así con el mínimo número de experiencias se obtenga una gráfica representativa.

Por último creo necesario mencionar que existen un sin número de formas de calcular los coeficientes de transferencia de calor, pero se seleccionó este como uno de los más representativos en cuanto ejercicio y aplicación de los conceptos adquiridos

en las clases teóricas.

Es conveniente recordar que se ha eliminado el factor de incrustación que en la mayoría de los casos es la resistencia más importante al flujo de calor, pero además de que las paredes del tubo interior del intercambiador son pulimentadas, el fluido de operación es agua, además de que se trabaja en forma intermitente con el intercambiador.

A P E N D I C E

Propiedades físicas del agua, a 1 atm

t, °C	ρ Kg/m ³	μ 10 ⁻⁴ Kg·m seg	C_p Kcal/ Kg·°C	k Kcal/ mb·°C	β 10 ⁻⁴ °C ⁻¹	λ Kcal/ Kg	ν 10 ⁻⁶ m ² /seg	α 10 ⁻⁷ m ² /seg	$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$	$\frac{k}{\rho c_p}$ 10 ² m ²
0	999.8	1.791	1.008	0.491	—	596.4	1.794	1.35	12.2	40.4
10	999.7	1.310	1.002	0.504	0.88	590.9	1.310	1.40	9.4	53.5
20	998.2	1.009	0.9995	0.517	2.07	585.5	1.011	1.44	7.02	67.4
30	995.7	0.800	0.9936	0.530	3.01	580.0	0.803	1.48	5.43	82.4
40	992.2	0.654	0.9987	0.543	3.85	574.5	0.659	1.52	4.33	97.7
50	988.1	0.549	0.9982	0.555	4.60	568.9	0.556	1.56	3.56	113.0
60	983.2	0.470	1.0009	0.567	5.21	563.2	0.478	1.60	2.98	228.1
70	977.8	0.407	1.0016	0.580	5.86	557.3	0.416	1.65	2.53	143.2
80	971.8	0.357	1.0039	0.592	6.41	551.3	0.367	1.69	2.13	158.2
90	965.3	0.317	1.0059	0.604	7.00	545.3	0.328	1.73	1.90	172.6
100	958.4	0.284	1.0085	0.616	7.48	539.0	0.296	1.77	1.67	186.9
110	951.0	0.256	1.0115	0.628	7.9	532.6	0.269	1.81	1.48	201
120	943.4	0.232	1.0145	0.640	8.4	525.9	0.246	1.86	1.32	215
130	935.2	0.212	1.0179	0.652	9.0	519.0	0.227	1.90	1.19	227
140	926.4	0.196	1.0205	0.664	9.7	511.9	0.212	1.95	1.08	236
150	917.3	0.184	1.0245	0.676	10.4	504.5	0.201	2.00	1.00	245
160	907.5	0.174	1.0275	0.688	11.0	496.9	0.192	2.05	0.935	250

TABLA A. 6

*Propiedades físicas del vapor de agua a 1 atm**

t, °C	ρ Kg/m ³	μ 10 ⁻³ Kg m·seg	C_p Kcal/ Kg·°C	k Kcal·m. h·°C	ν 10 ⁻⁵ m ² / seg	α 10 ⁻⁷ m ² / seg	$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$
100	0.580	1.28	0.51	0.0208	2.21	1.96	1.12
200	0.453	1.67	0.46	0.0281	3.68	3.76	0.978
300	0.373	2.02	0.48	0.0366	5.41	5.70	0.948
400	0.317	2.30	0.49	0.0473	7.24	8.49	0.876
500	0.275	2.68	0.52	0.0646	9.73	12.54	0.777

* A presiones diferentes de 1 atm., las propiedades del vapor de agua pueden estimarse así:

Densidad: A partir del volumen específico, por interpolación en las tablas del vapor de agua recalcenlo (véase tabla A. 7).

Calor específico: Por la igualdad aproximada $c_p = (\Delta h/\Delta t)$, sobre las mismas tablas.

Viscosidad absoluta: Aumenta ligeramente con la presión, pero el aumento puede despreciarse, en primera aproximación, a presiones inferiores a 20 atm.

Conductividad: Vale lo dicho para la viscosidad.

Las restantes propiedades son función de las anteriores. En todo caso se recurrirá a obras más especializadas (véase, p. ej., el apéndice de la obra *Introduction to the transfer of mass and heat*, ECKERT, McGraw-Hill Book, Nueva York-Toronto-Londres, 1950).

Kg °C

T °C

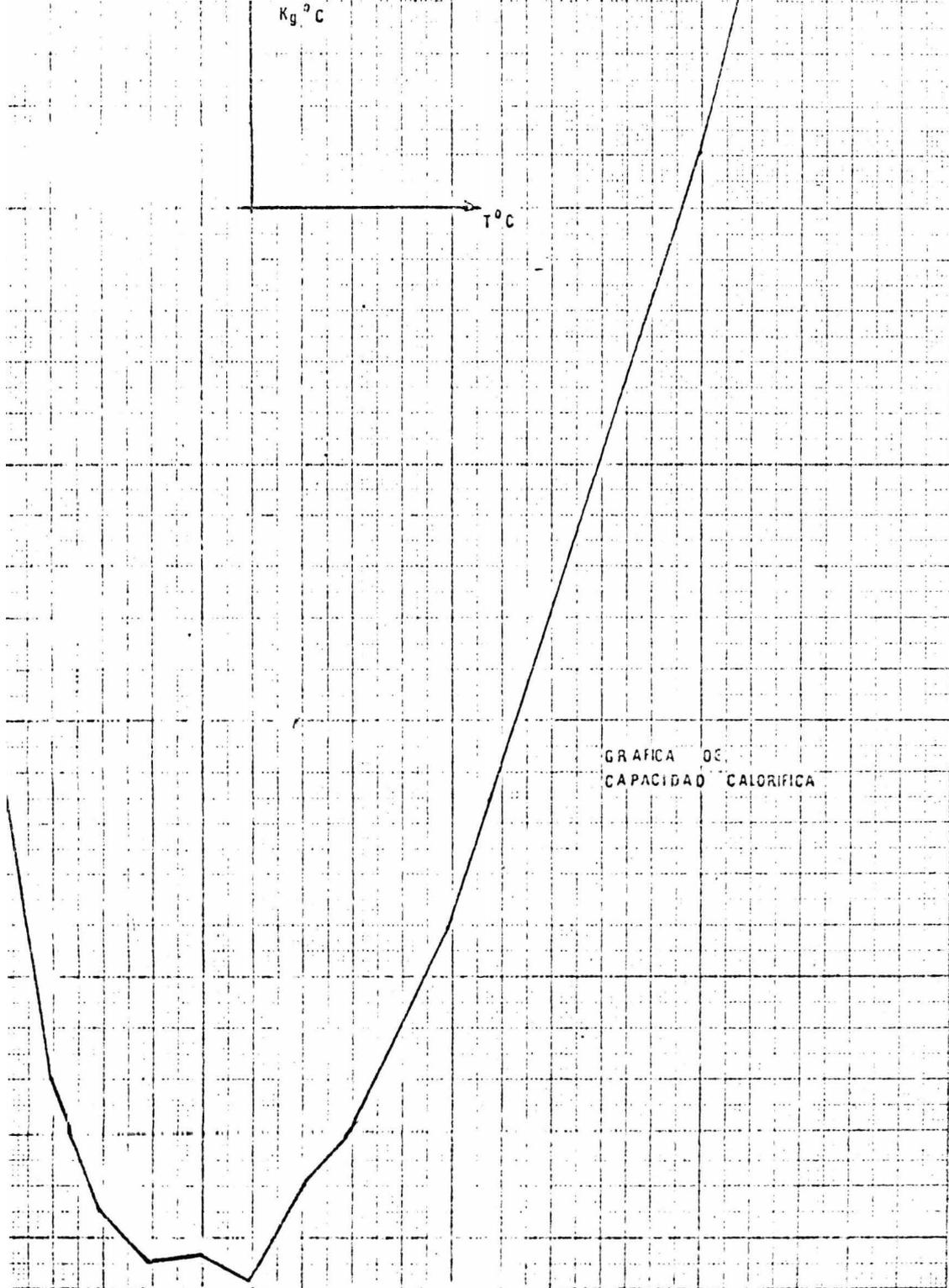
GRAFICA DE
CAPACIDAD CALORIFICA

50

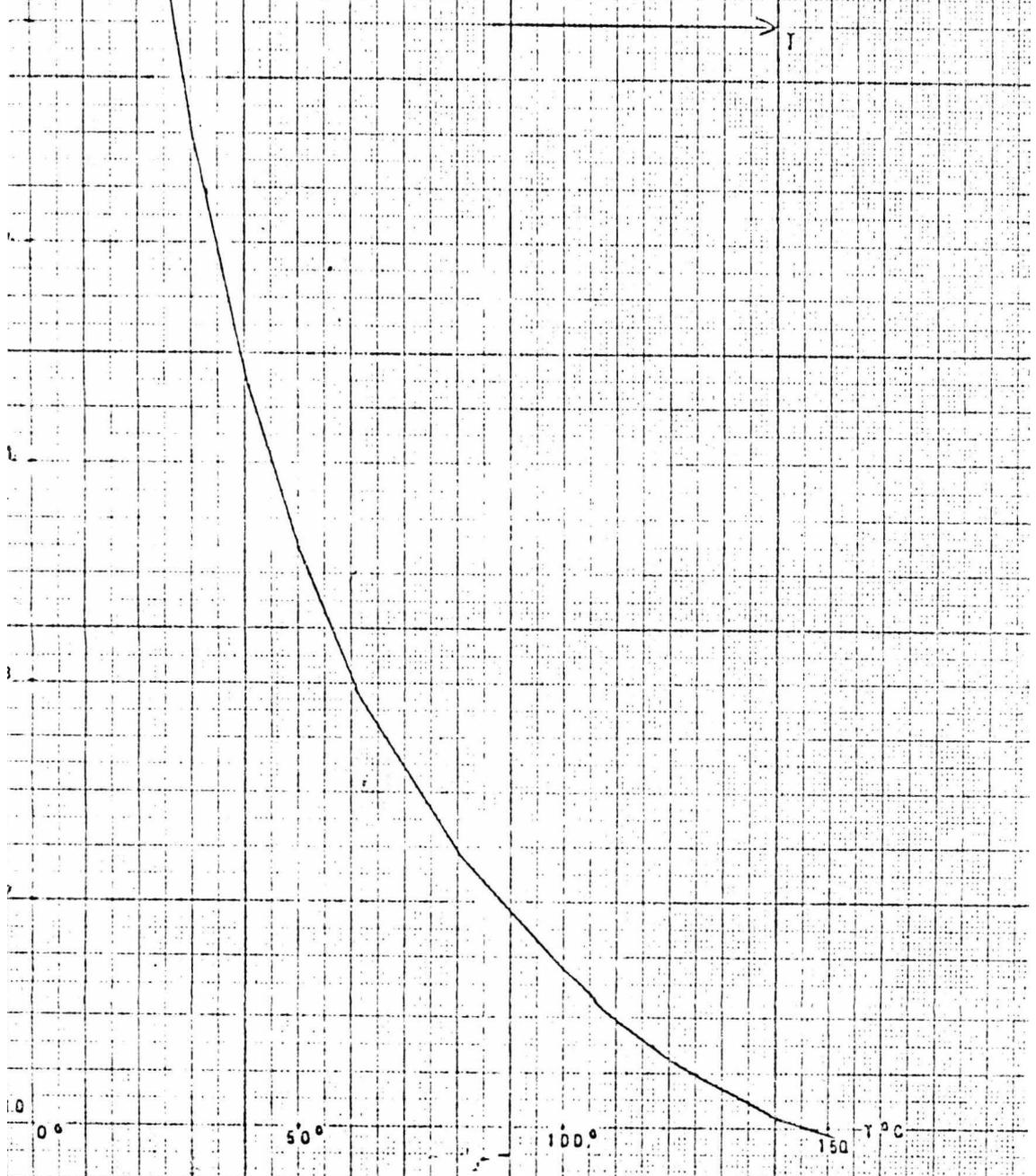
100

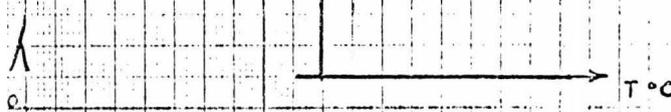
150

123



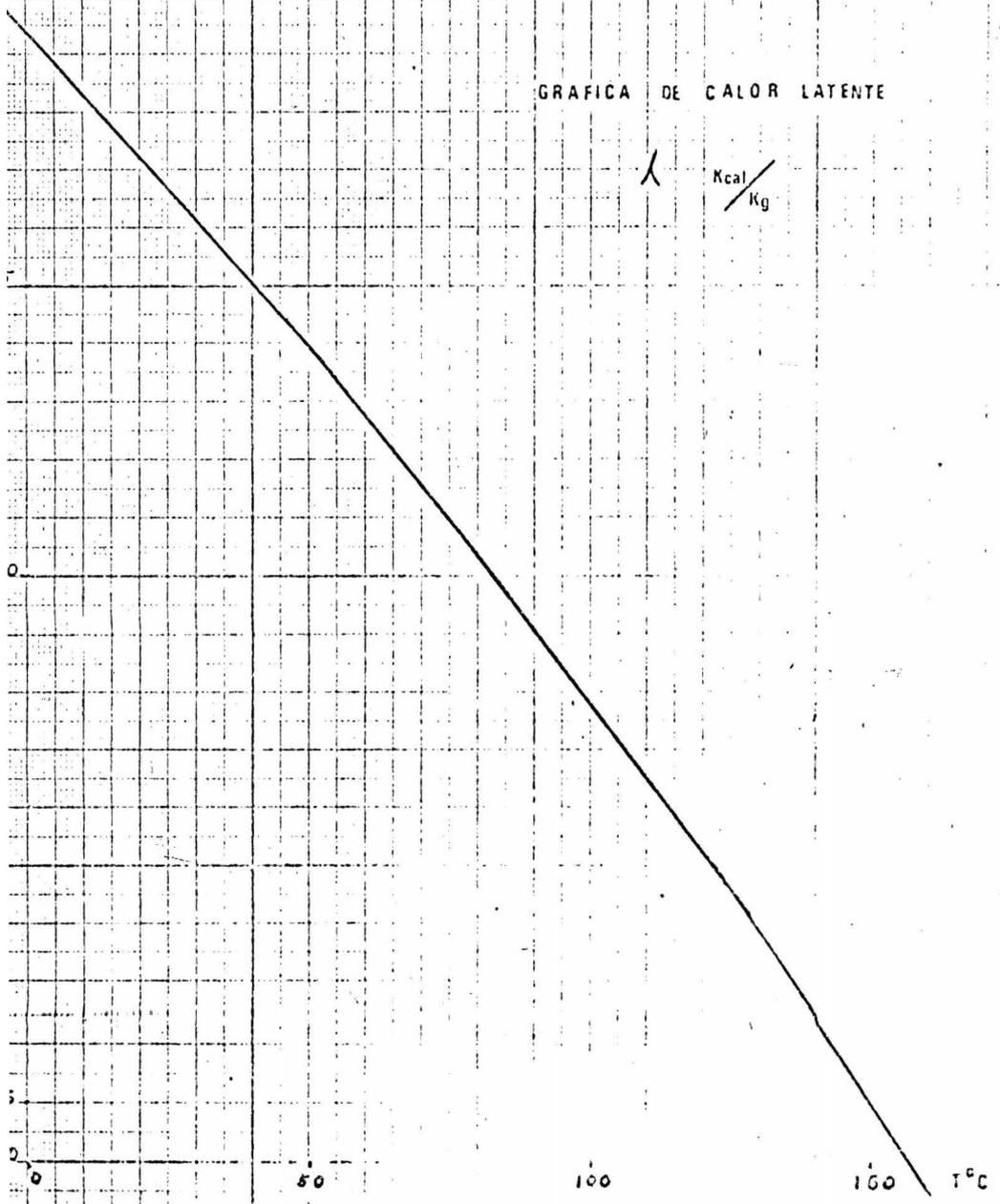
Número de Prantl vs Temperatura

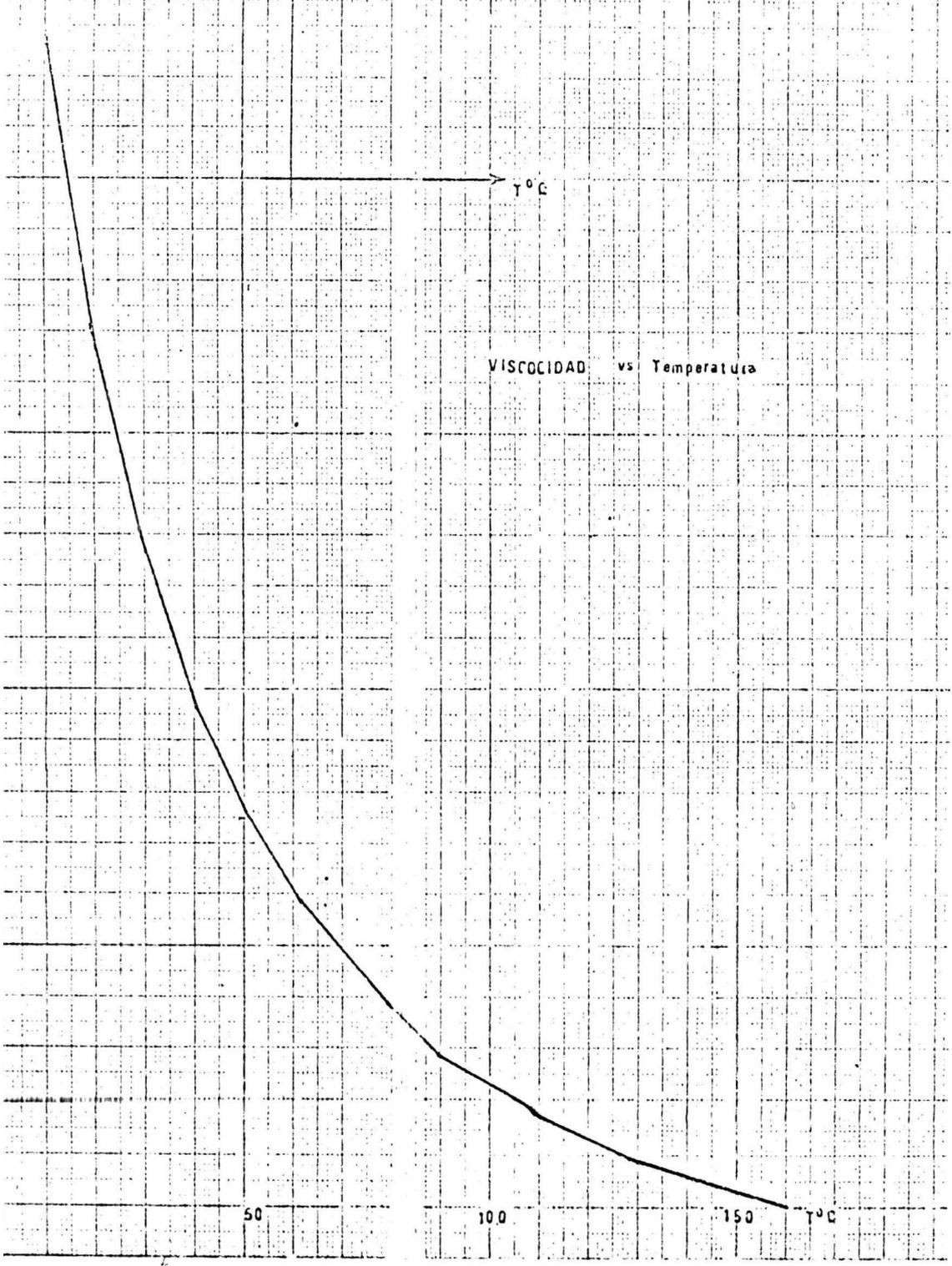




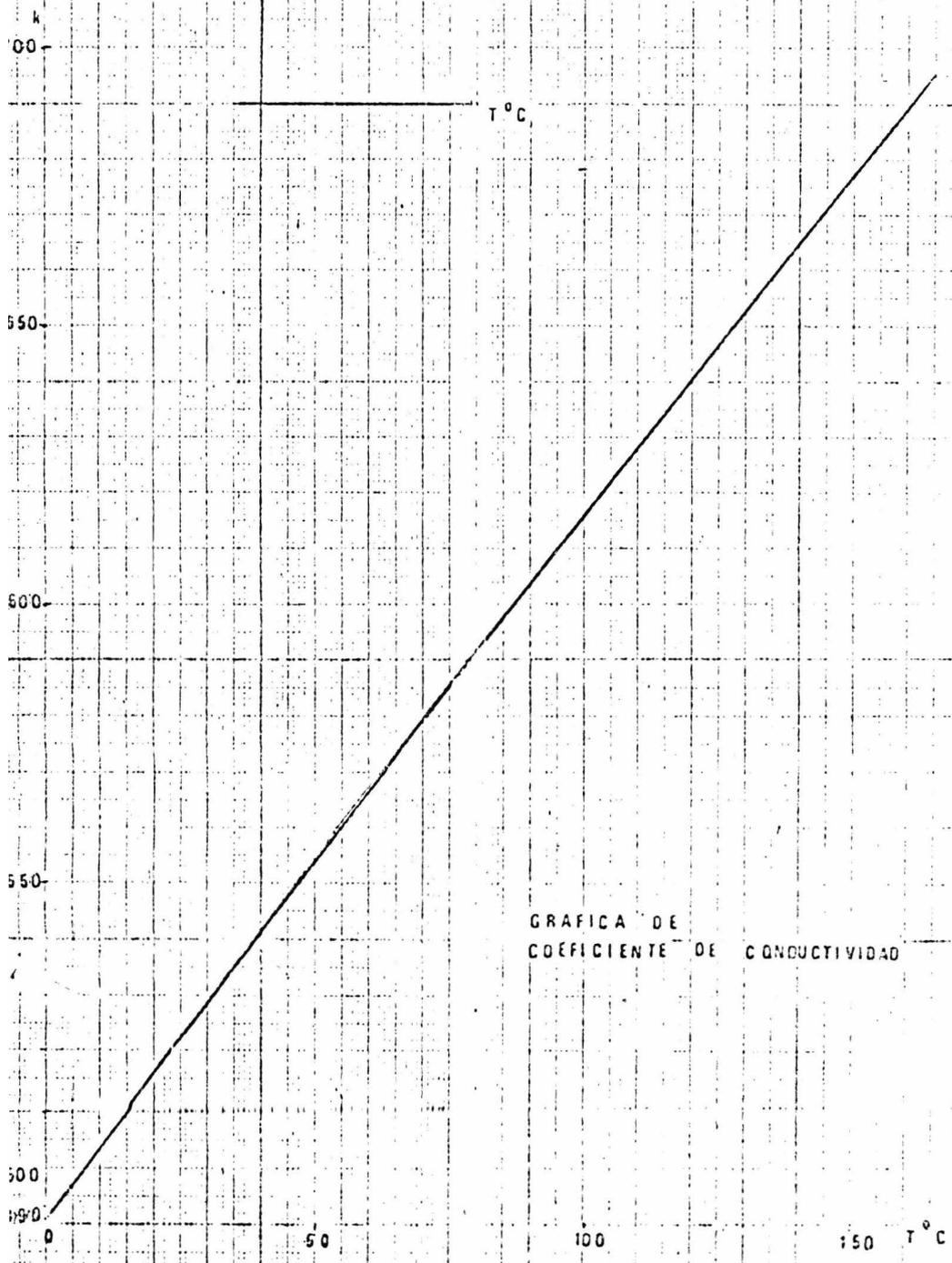
GRAFICA DE CALOR LATENTE

λ
Kcal / Kg



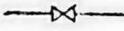
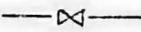
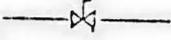
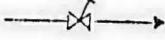
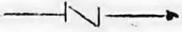
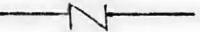
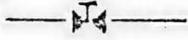
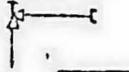
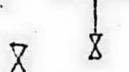


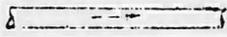
VISCOCIDAD vs Temperatura



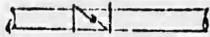
GRAFICA DE
COEFICIENTE DE CONDUCTIVIDAD

SIGNOS CONVENCIONALES PARA DIAGRAMAS.

	Tuberías principales (de proceso).
	Tuberías de servicio.
	Válvula de compuerta.
	Todas las válvulas normales.
	Válvula de globo.
	Válvula macho.
	Válvula de seguridad.
	Válvula de retención (check).
	Válvula check. Normalmente cerrada.
	Válvula de manoposa.
	Válvula de diafragma.
	Válvula de control. Operada manualmente.
	Válvula de opuja.
	Válvula de ángulo.
	Todas las válvulas de control.
	Hidráulica.
	Tema de purgas.
	Tema de presión.



Ductos canales.



Válvula reguladora de tipo en chimeneas.



Tapón cónico roscado.



Tapón cónico soldado.



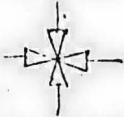
Tapón moño.



Tapón de tubo.



Brida ciega.



Válvula de cuatro vías.



Medidor venturi.



Termopar.



Elemento de temperatura para instrumento.



Pozo caliente.



Trampa de vapor.



Rompedor de vacío.



Bobinado.



Medidor de diferencia.



Indicador de nivel de líquido.



Indicador de presión.



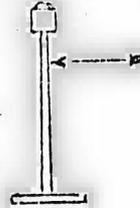
Indicador de temperatura.

BOMBAS Y ELEMENTOS DE PROCESO.

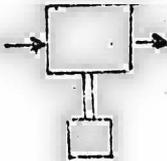
BOMBAS (de todos tipos).



BOMBA DE TUBO.



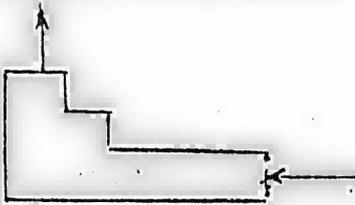
BOMBA O COMPRESOR DE ESBOLO.



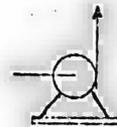
COMPRESOR ROTATORIO.



BOMBA PROPORCIONADORA.



SUPLADOR, COMPRESOR O VENTILADOR CENTRIFUGO.



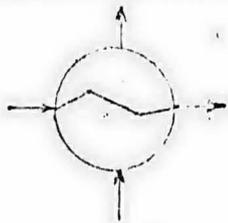
VALVULA.



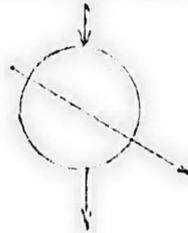
ALIMENTADOR ROTATORIO.



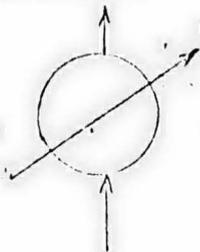
INTERCAMBIADOR DE CALOR



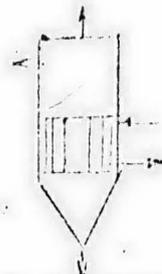
SEPARADOR DE CONDENSADOR



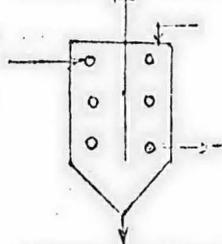
CALENTADOR



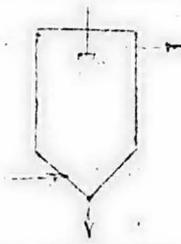
EVAPORADOR DE SIMPLE EFECTO



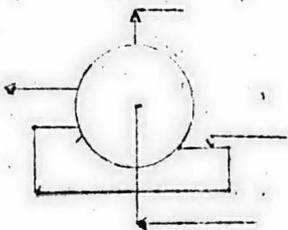
CRISTALIZADOR



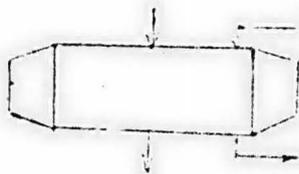
SEPARADOR POR ADIUTACION



FILTRO DE TAMBOR



SEPARADOR ROTATORIO



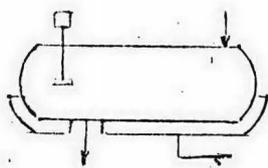
AGITADOR



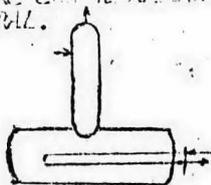
ELEVADOR DE CANTILONES



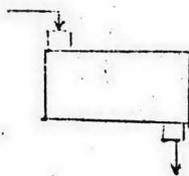
RECIPIENTE HORIZONTAL EN CHAQUETADO.



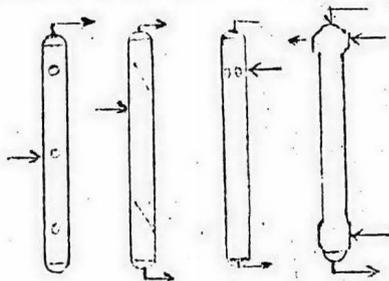
TORRE CON RESERVOIR INTEGRAL.



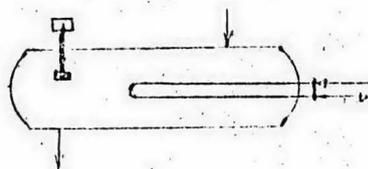
EQUIPO DE REDUCCION DE TAMAÑO.



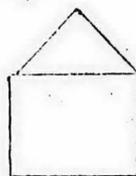
COLUMNAS FRACCIÓNADORAS DE ADSORCIÓN Y AGITADORAS.



RECIPIENTE HORIZONTAL CON SERPENTIN.



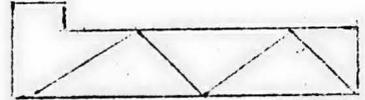
CALENTADOR CON ACEITE CALDO COMBUSTIBLE.



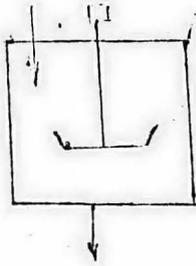
ALIMENTADOR VIBRATORIO



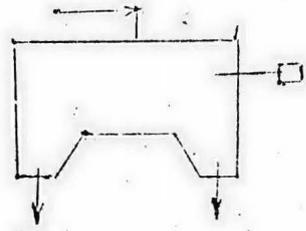
ALIMENTADOR DE SIN TIH



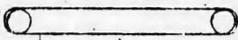
CENTRIFUGA IMPULSIONTE



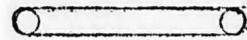
CENTRIFUGA CONTINUA



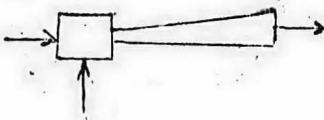
CONDUCTOR DE FAJDA



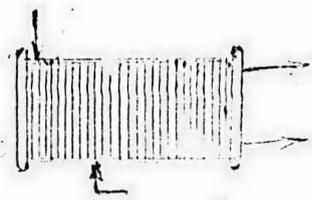
CONDUCTOR DE CÁMERA



JET BOQUILLA



FILTRO PRESA



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

- 1.- OPERACIONES BASICAS DE LA INGENIERIA QUIMICA.
Autor: G. G. Brown.
Editorial: Marín. 1965.
- 2.- UNIT OPERATIONS OF CHEMICAL ENGINEERING.
Autor: McCabe Smith.
Editorial: Mc Graw Hill Book Co. 1956.
- 3.- PROCESS HEAT TRANSFER
Autor: D. Q. Kern.
-University of Colorado.
- 4.- HEAT TRANSMISSTION.
Autor: W. H. Mc Adams.
Editorial: Mc Graw Hill Book Co. 3a. Edición 1972.
- 5.- APPLIED PROCESS DESIGN FOR CHEMICAL AND PETROCHEMICAL PLANTS.
Autor: Ludwig Ernest.
Editorial: Gulf Publishing Co. 1965. Houston, Tex. USA.

INDICE GENERAL.

	Página.
Introducción	1
Capítulo 1.1.	
Procesos de transferencia de calor.	4
Conducción:	5
Conductividad calorífica. tabla.	
Conducción en régimen estacionario.	
Convección:	10
Convección natural.	
Convección forzada.	
Radiación.	11
Condensación de vapor en forma de gotas y de película.	14
Capítulo 1.2	16
Coeeficientes individuales.	
Coeeficientes globales; cálculo a partir de los coeeficientes individuales.	
Capítulo 1.3	27
Análisis dimensional	
Análisis de la forma de la ecuación de convección forzada.	
Tabla de dimensiones y unidades.	37
Capítulo 1.4	
Estimación de la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD) para flujo en contra-corriente y en paralelo.	38
Diagramas correspondientes.	42
Representación isotérmica de calentamiento y enfriamiento.	48
Representación gráfica de los resultados experimentales obtenidos en el calentamiento o enfriamiento (sin cambios de es-	

tado) de flúidos que circulan por tuberías. O sea gráfica que se emplea para el cálculo de h_i .	53
Coefficientes de condensación y correlaciones propuestas por Nusselt.	56
Cálculo de la temperatura de pared.	62
Capítulo 2.	63
Descripción del equipo experimental; diagramas correspondientes.	64-65
Organización general para el desarrollo de una práctica en el intercambiador de calor de tubos concéntricos, en el que se efectúa un precalentamiento de agua con vapor saturado.	66
Distribución de actividades.	67
Precauciones.	68
Tablas de datos que se proponen.	69-70
Metodología o pasos que se siguen en este caso para obtener los resultados que se piden.	72
Técnica a seguir.	71
Sugerencias para reportar conclusiones.	75
Un ejemplo numérico.	75
Tablas de resultados corridas en contra-corriente.	80
..	
Nomenclatura correspondiente.	87
Gráficas de U_{exp} vs N_{Re} y $U_{teorico}$ vs N_{Re} .	91
Tablas de datos y resultados obtenidos en corridas en paralelo.	94
Gráficas correspondientes a U_{exp} vs N_{Re} y $U_{teorico}$ vs N_{Re} .	99

Capítulo 3.

Manuel de prácticas que se les proporciona a los alumnos como información previa y sujeta a discusión. 100

Capítulo 4.

Conclusiones. 116

Apéndices:

Tabla de propiedades del agua. 122

Gráficas correspondientes a las propiedades del agua. 123

Signos convencionales para diagramas de flujo. 128

Pompa y equipos de proceso. 130

Bibliografía. 130

Índice general. 134

135