

1939

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE INGENIERIA



METODO DE OBTENCION DE
COEFICIENTES DE PELICULA

TESIS PROFESIONAL
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO
P R E S E N T A

NORBERTO CHARGOY DEL VALLE

México, D. F.

1979



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.

SUMARIO

Para el cálculo de los cambiadores de calor, como los utilizados en el generador solar de 35 KW, es necesario conocer de antemano las relaciones que existen entre la naturaleza del flujo y su coeficiente de transmisión de calor por convección, o de película. Este coeficiente surge de trabajos experimentales.

En este trabajo se propone un método novedoso, probado a satisfacción durante la primera mitad de 1979, para evaluar experimentalmente los coeficientes de película en condiciones normales de flujo y de trabajo en el cambiador de calor.

En el curso de este trabajo se encontró que el flujo de un lado del tubo afecta notablemente el coeficiente de película del lado opuesto. Este resultado, por su enorme trascendencia en el diseño de cambiadores de calor, se discute con amplitud.

NOMENCLATURA

Símbolo	Descripción	Unidades
A	Area de transmisión de calor	m ²
A	Constante de proporcionalidad	-
C _p	Calor específico del fluido	KJ/Kg °C
c	Exponente del número de Reynolds	-
D	Diámetro interior del tubo	m
f	Coefficiente de fricción	-
f	Exponente del número de Prandtl	-
$G = \frac{\dot{m}}{A}$	Velocidad másica	Kg/S m ²
g	Aceleración de la gravedad	m/S ²
\bar{h}	Coefficiente de película de transferencia de calor por convección	- KW/m ² °C
j	Factor de Colburn	-
k	Conductividad térmica del fluido	KW/m °C
k _c	Conductividad térmica del cobre	KW/m °C
LMTD	Diferencia de temperaturas logarítmica media	°C
L	Longitud efectiva del cambiador de calor	m
\dot{m}	Flujo de masa en la unidad de tiempo	Kg/S
mv	Milivoltaje	milivolts
ΔP	Caída de presión por unidad de área	N/m ²
Q	Rapidez de transferencia de calor; Q _k por conducción; Q _h por convección	KW
S	Area de la sección transversal del flujo	m ²

(v)

t	temperatura, t_1 y t_2 temperatura de entrada y salida respectivamente del flujo interior; t_3 y t_4 temperatura de entrada y salida respectivamente del flujo exterior	$^{\circ}\text{C}$
\bar{t}	Temperatura promedio	$^{\circ}\text{C}$
$(\frac{\partial t}{\partial y})$	Gradiente de temperatura	$^{\circ}\text{C}/\text{m}$
U	Coefficiente global de transmisión de calor	$\text{W}/\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$
U_o	Coefficiente global en $1/\bar{h}_i = 0$	$\text{W}/\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$
u	Velocidad del fluido	m/s
V	Volumen	litros
$G_r = \frac{D^3 \rho^2 g \Delta t_R}{\mu}$	Número de Grashof	-
$Nu = \frac{hD}{k}$	Número de Nusselt	-
$Re = \frac{\rho u D}{\mu}$	Número de Reynolds	-
$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$	Número de Prandtl	-

Letras del alfabeto griego

θ	Tiempo	seg
μ	Viscosidad del fluido	$\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$
ρ	Densidad del fluido	kg/m^3

Subíndices

e	referido al exterior
f	referido a la capa de película
i	referido al interior
w	referido a la superficie
m	referido al fluido

I N D I C E

SUMARIO	(i)
AGRADECIMIENTOS	(ii)
DEDICATORIA	(iii)
NOMENCLATURA	(iv)
INDICE	(vi)
INTRODUCCION	1
1. FUNDAMENTOS TEORICOS	5
Análisis dimensional combinado con experimentos	7
2. REVISION BIBLIOGRAFICA	14
3. METODO DE OBTENCION DE COEFICIENTES DE PELICULA	30
4. DESCRIPCION DEL APARATO EXPERIMENTAL	34
Aparato experimental	34
Sistema de medición de temperatura	36
Medición de gasto	37
Sistema de almacenamiento y circulación	37
Programa de pruebas de laboratorio	38
Preparación	41
Secuencia de pruebas	41
5. RESULTADOS EXPERIMENTALES	42

Secuencia de los resultados calculados	44
Secuencia de los resultados racionalizados	46
Cálculo numérico	47
Resultados calculados	49
Resultados racionalizados	51
6. CORRELACION DE RESULTADOS	53
7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	58
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	61
APENDICE I. Resumen de resultados finales	62
APENDICE II. Resumen de resultados básicos	78
APENDICE III Calibración de los termopares y lista de propiedades del agua	85
APENDICE IV. "Interacción entre coeficientes de película" (artículo)	88

INTRODUCCION

El propósito de este trabajo es el desarrollo de un método de obtención de coeficientes de transferencia de calor en convección forzada dentro de tubos, con el objeto de determinar, para fines de diseño, ecuaciones de Nusselt aplicables a cambiadores industriales de tubos.

Originalmente el método de obtención de coeficientes de película se planteó para tubos cilíndricos de sección elíptica, triangular y cuadrada. Las ventajas de estas secciones en cambiadores de calor son: (1) el arreglo de los tubos es mejor y ocupan menos espacio; (2) reducen la potencia de bombeo. Se consultaron diferentes fabricantes de cambiadores de calor convencionales antes de iniciar la investigación de las geometrías anteriores. Estos fabricantes opinaron que esas geometrías presentan las siguientes desventajas: (1) no se tiene la tecnología adecuada para la fabricación de tubos de sección elíptica; (2) hay gran concentración de esfuerzos y acumulación de sedimentos en las aristas de

los tubos de sección triangular y cuadrada. No obstante lo anterior se decidió que es interesante explorar aquellas geometrías.

Como primer paso en esta investigación se construyó un aparato experimental para medir en el laboratorio la variación de los coeficientes de transmisión de calor. El aparato se equipó con tubos de sección circular, con el fin de reproducir los resultados experimentales de la literatura más aceptables y conocidos, correspondiente a tubería comercial. Sin embargo, en el curso de este ejercicio se encontró que el aparato no se comportaba como predice la literatura. Se obtenían consistentemente coeficientes de película dos y tres veces mayores que los dichos por la ecuación de Colburn para tubos de sección circular.

Como resultado de estas experiencias se decidió abandonar el estudio de geometrías no circulares, para profundizar en la investigación experimental de las anomalías detectadas. Se decidió por consiguiente experimentar en un cambiador de calor de doble tubo concéntrico de sección circular. Del cambiador de calor empleado se tomaron los datos de las temperaturas terminales y el gasto másico de los flúidos.

En un principio las temperaturas en la salida y el gasto másico de los flúidos no permanecían constantes (el planteamiento del método requiere de condiciones constantes). Los sensores de temperatura en la salida de cada flúido se insertaron en temporeros colocados diametralmente en el tubo. Debido a la estratificación del flúido, se midió la tem -

peratura de un punto del flujo y no la temperatura promedio. Este método de medición de temperatura no fue muy confiable. Después se colocaron vasos mezcladores en la salida de cada fluido, lo cual permite, medir la temperatura promedio con mayor precisión. En cuanto al control de gasto, primero se emplearon válvulas de globo y se observó que no eran muy exactas en el control del flujo. Después se emplearon válvulas de compuerta, las cuales regulaban mejor el flujo. Por último se probaron válvulas de aguja y "piezómetros" cerrados a la atmósfera para controlar el flujo, teniéndose con este arreglo mayor precisión que con los anteriores.

El resultado de este trabajo se resume en los 7 capítulos de este escrito. En el capítulo 1 se obtiene, del análisis dimensional, el modelo matemático del fenómeno de la forma $Nu = f(Re, Pr)$. En el capítulo 2 se hace una revisión bibliográfica de los métodos y aparatos empleados por investigadores internacionalmente reconocidos en la determinación de coeficientes de película. En el capítulo 3 se desarrolla el método de obtención de coeficientes de película. En el capítulo 4 se describe el aparato experimental. En el capítulo 5 y 6 se presentan la secuencia de los resultados obtenidos y las correlaciones experimentales respectivamente y se realiza el cálculo numérico de una prueba experimental. Las conclusiones y recomendaciones se dan en el capítulo 7. El apéndice I muestra los resultados de tres pruebas experimentales. El apéndice II muestra gráficas de las pruebas experimentales de temperatura de salida t_1 contra el gasto interior \dot{m}_1 y de calor Q transmitido contra el gasto interior \dot{m}_1 . El apéndice III muestra la curva de calibración de los

termopares y las propiedades termodinámicas del agua, que fue el fluido utilizado en estos experimentos. En el apéndice IV se incluye el artículo "Interacción entre coeficientes de película" que resultó del avance de esta investigación.

1. FUNDAMENTOS TEORICOS

Los mecanismos de transferencia de calor de un fluido en el interior de un tubo son la conducción y la convección.

La rapidez de transferencia de calor por conducción es

$$Q_k = -k \Lambda (\partial t / \partial y) \text{ y } = 0$$

y la rapidez de transferencia de calor por convección es

$$Q_h = \bar{h}_i \Lambda (\bar{t}_{wi} - \bar{t}_{\infty i}) \quad (1)$$

En régimen permanente,

$$Q_k = Q_h$$

de donde se obtiene

$$\bar{h}_i = - \frac{k (\partial t / \partial y)_{y=0}}{\bar{t}_{wi} - \bar{t}_{\infty j}} \quad (2)$$

o sea que, conociendo el gradiente de temperatura en la pared, se calcula el coeficiente de transferencia de calor por convección. Para ello se debe obtener una expresión correspondiente a la distribución de temperatura.

En flujo turbulento completamente desarrollado los mecanismos físicos no están suficientemente claros para ser descritos en lenguaje matemático. Esto limita el campo de aplicación de la solución exacta de la ecuación (2), debido a que solamente para flujo laminar pueden escribirse ecuaciones matemáticas complejas que describen los mecanismos de transferencia de calor.

Otra forma de obtener los coeficientes de transferencia de calor por convección es por medio del análisis dimensional combinado con experimentos.

El análisis dimensional es la base fundamental del estudio empírico. Correlaciona cierto número de variables físicas en una sola ecuación. Está limitado a los resultados incompletos y poco útiles que proporciona el análisis sin resultados experimentales.

Con base en el análisis dimensional se llega a un modelo matemático del fenómeno y con datos experimentales se obtiene la ecuación empírica que gobierna el proceso.

Análisis dimensional combinado con experimentos

Para obtener de manera correcta la expresión analítica de la ley física que gobierna el proceso se efectúan los siguientes pasos:

1. Se seleccionan las variables físicas que intervienen en el fenómeno y el sistema de unidades fundamentales empleado
2. Se establece la relación de los parámetros adimensionales, con exponentes indeterminados
3. Se determinan experimentalmente los valores numéricos de los exponentes.

Paso 1

Selección de las variables físicas. En una geometría tubular, para calentar o enfriar un fluido que, sin cambio de fase, fluya en régimen turbulento a través de tubos calentados o enfriados, el coeficiente de transferencia de calor por convección \bar{h}_1 depende de las variables físicas siguientes:

- a) El diámetro interior del tubo D
- b) La conductividad térmica del fluido k
- c) La densidad ρ del fluido
- d) La velocidad u del fluido. El coeficiente \bar{h}_i aumenta con velocidades crecientes
- e) La viscosidad μ , propiedad física que varía apreciablemente con la temperatura
- f) El calor específico c_p . Para una rapidez de transferencia de calor Q la temperatura del fluido depende de c_p .

El teorema II de Buckingham señala que el número de grupos adimensionales independientes que se pueden formar en cualquier fenómeno físico es igual al número de variables físicas menos el número de dimensiones fundamentales, para expresar las fórmulas dimensionales de las variables físicas en cuestión.

En el sistema absoluto de unidades, las dimensiones fundamentales son la masa $[M]$, la longitud $[L]$, el tiempo $[t]$ y la temperatura $[T]$.

Designando con m las variables físicas y con n las dimensiones fundamentales, el número de grupos adimensionales formados de acuerdo al teorema II de Buckingham son:

$$m - n = 7 - 4 = 3$$

El modelo matemático está compuesto entonces por tres grupos adimensionales independientes.

Paso 2

Obtención y relación de los grupos dimensionales. Se efectúa por el método algebraico de Rayleigh:

El coeficiente de película \bar{h}_i , expresado como función de las seis variables físicas mencionadas anteriormente, queda como

$$\bar{h}_i = f(D, k, \rho, u, \mu, Cp)$$

En forma de serie,

$$\bar{h}_i = A D^a k^b \rho^c u^d \mu^e Cp^f + A_1 D^{a_1} k^{b_1} \rho^{c_1} u^{d_1} \mu^{e_1} Cp^{f_1} + \dots$$

donde:

A, A_1 = constantes adimensionales y $a, a_1, b, b_1, c, c_1, d, d_1, e, e_1, f, f_1$, son exponentes adimensionales

Por el principio de homogeneidad dimensional cada uno de los términos de la serie tienen las mismas dimensiones. Por lo tanto se incluye únicamente el 1er término de ella

$$\bar{h}_i = A D^a k^b \rho^c u^d \mu^e Cp^f \quad (3)$$

Sustituyendo sus respectivas dimensiones, usando el sistema absoluto de unidades,

$$\left[\frac{M}{\theta^3 T} \right] = A \left[L \right]^a \left[\frac{ML}{\theta^3 T} \right]^b \left[\frac{M}{L^3} \right]^c \left[\frac{L}{\theta} \right]^d \left[\frac{M}{LO} \right]^e \left[\frac{L^2}{\theta^2 T} \right]^f$$

Los exponentes de las dimensiones fundamentales $[M, L, \theta, T]$ son iguales en ambos miembros, por tanto

$$\text{Para } M \quad 1 = b + c + e$$

$$\text{Para } \theta \quad -3 = -3b - d - e - 2f$$

$$\text{Para } T \quad -1 = -b - f$$

$$\text{Para } L \quad 0 = a + b - 3c + d - e + 2f$$

Como existen seis incógnitas y solo cuatro ecuaciones, arbitrariamente se pueden elegir cuatro incógnitas en función de las otras dos, éstos es,

$$b = 1 - f$$

$$e = f - c$$

$$d = c$$

$$a = c - 1$$

y sustituyendo en la ecuación (3)

$$\left(\frac{\bar{h} i D}{k} \right) = A \left(\frac{\rho \mu D}{\mu} \right)^c \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^f \quad (4)$$

Se hace notar que los exponentes c y f que aparecen como arbitrarios son los exponentes de ρ y C_p respectivamente.

El modelo matemático dado por la ecuación (4) es de la forma de

$$Nu = f(Re, Pr)$$

o sea, el número de Nusselt es función de los números de Reynolds y de Prandtl.

Paso 3 . Determinación experimental de los valores numéricos de los exponentes indeterminados c y f .

Normalmente, para correlacionar los datos experimentales en una sola ecuación empírica, se realizan una serie de pruebas para diferentes flúidos, con diferentes diámetros y velocidades que cubran el rango del número de Prandtl y del número de Reynolds respectivamente.

Para correlacionar los resultados experimentales primero se verifica que correspondan a flujo turbulento, ya que correlacionar datos de flujos no turbulentos por medio de la ecuación (4) sería incorrecto.

Los métodos disponibles para correlacionar los datos experimentales en convección forzada son el método algebraico y el método gráfico.

Método algebraico. El método es simple de usar, solamente se requieren tres puntos de la prueba para evaluar los exponentes c y f y la constante A de la ecuación (4), con la condición que cubran todo el rango del número de Prandtl y del número de Reynolds.

Para cada uno de los tres puntos de la prueba deben evaluarse todas las variables que intervienen en la ecuación (4).

Se obtienen tres ecuaciones (una ecuación para cada punto) con las tres incógnitas c , f y A . Se resuelve el sistema de tres ecuaciones y se encuentran los valores de c , f y A .

Método gráfico. El método es útil cuando se desean correlacionar un gran número de puntos.

La ecuación (4) se reordena como

$$\frac{\bar{h}_i D}{k} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{-f} = A \left(\frac{\rho u D}{\mu} \right)^c$$

o sea,

$$Nu (Pr)^{-f} = A (Re)^c$$

que tiene la forma

$$y = A x^c$$

donde

$$y = Nu (Pr)^{-f}$$

tomando logaritmos,

$$\log y = \log A + c \log x$$

En esta expresión, $x = Re$

c es la pendiente de la recta

A es la ordenada en $Re = 1$

Procedimiento. Se hace una gráfica log-log del número de Nusselt con-
tra el número de Reynolds para estimar la dependencia de la transferen-
cia de calor con respecto al número de Reynolds, y se encuentra un va -

lo: aproximado del exponente c . Esto se hace a temperatura constante de modo que la influencia del número de Prandtl sea muy pequeña. Con la aproximación del exponente c , los datos para todos los flúidos se grafican como $\log(Nu/Re^c)$ contra $\log(Pr)$ y se determina el valor aproximado de f . Ahora, los datos se grafican una vez más como $\log(Nu/Pr^f)$ contra $\log(Re)$, determinándose un valor final de c .

La calidad del ajuste de los datos experimentales es función de la precisión del trabajo de laboratorio y de la confiabilidad del aparato de laboratorio. Para entender mejor la forma en que estos trabajos experimentales se suelen hacer, en el siguiente capítulo se hace una revisión bibliográfica de algunas de las investigaciones empíricas de autores bien conocidos.

2. REVISION BIBLIOGRAFICA

La determinación experimental de coeficientes de transferencia de calor en convección forzada dentro de tubos se realiza por medio de las ecuaciones de Nusselt del tipo $Nu = f(Re, Pr)$. Este tipo exhibe errores hasta de un $\pm 30\%$ y es inadmisibles por razones económicas para diseñar equipos de proceso de gran tamaño. En vista de esto se siente la necesidad de investigar los métodos y aparatos empleados en obtener dicha fórmula.

Los resultados obtenidos por varios investigadores en transferencia de calor aún bajo las condiciones más controladas difieren apreciablemente. Por estas razones se intenta hacer una revisión de la literatura de diferentes investigadores en la materia.

Se mencionan:

- i) los primeros trabajos realizados por el profesor Osborne Reynolds (ref 1);
 - ii) el método de correlación de Allan P. Colburn (ref 2);
 - iii) el aparato y la correlación empleados por E.M. Sieder y G.E. Tate (ref 3);
 - iv) el aparato usado por M.F. Cope en la determinación de coeficientes de transferencia de calor en tubos rugosos (ref 4);
 - v) el aparato empleado por R.G.E. Eckert y A.J. Diaguila en transferencia de calor para flujo mixto, libre y forzado a través de tubos (ref 5).
- i) O. Reynolds señala que la transmisión de calor de un fluido caliente alrededor de un tubo hacia un fluido frío en el interior está relacionada con la fricción del fluido frío sobre la superficie interna del tubo. El calor transmitido depende de la difusión interna natural del fluido en reposo y de los remolinos causados por el movimiento visible que mezclan el fluido completamente y traen continuamente partículas frescas en contacto con la superficie, o sea

$$Q = A(\bar{t}_{wi} - \bar{t}_{mi}) + Bpu(\bar{t}_{wi} - \bar{t}_{mi})$$

donde

$(\bar{t}_{wi} - \bar{t}_{wi})$ es la diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido,

ρ y u son la densidad y velocidad del fluido respectivamente,

A y B son constantes que dependen de la naturaleza del flujo.

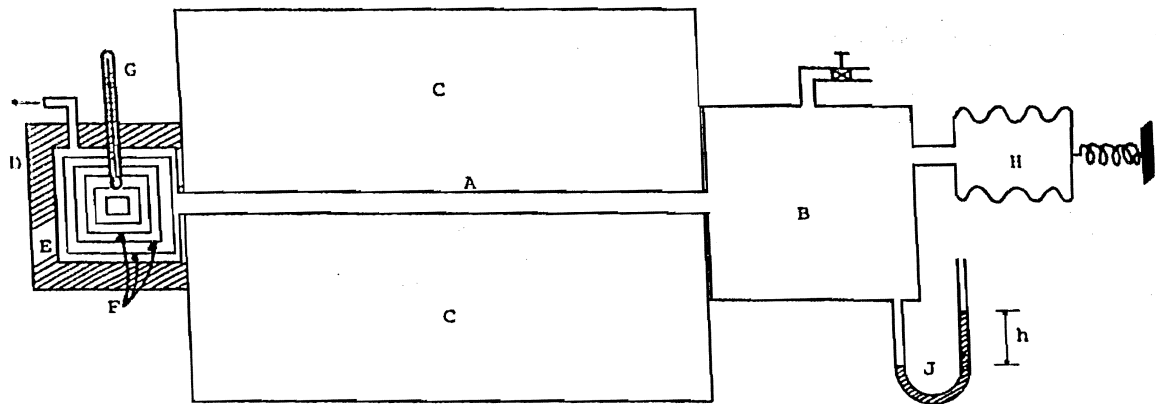
La resistencia por fricción es proporcional al cuadrado de la velocidad, y esta relacionada con la difusión interna del gas por

$$R = A'u + B'\rho u^2$$

donde

A' y B' son proporcionales a A y B respectivamente.

La descripción del aparato se muestra en la fig 1. Un extremo de un tubo de latón se conecta a un depósito de aire comprimido, el tubo se sumerge en agua caliente, el otro extremo del tubo se conecta a una pequeña cámara no conductora de calor formada de cilindros concéntricos insertados al bulbo de un termómetro. Al aire puede entonces pasar a través del tubo y de la cámara. La presión del depósito de aire se mantiene por medio de un fuelle y se mide con un calibrador de mercurio. El termómetro indica la temperatura del aire emergido. Un experimento dió los siguientes resultados: con la presión más baja posible el termómetro indicó una temperatura de 96°F, con un aumento de presión a



- | | | | |
|---|-----------------------------|---|-----------------------------------|
| A | Tubo de latón | F | Cilindro concéntrico |
| B | Depósito de aire comprimido | G | Termómetro |
| C | Depósito de agua caliente | H | Fuelle |
| D | Cámara no conductora | J | Calibrador de presión de mercurio |
| E | Aislante | | |

Figura 1. Descripción del aparato empleado por O. Reynolds.

1/10 de pulgada la temperatura bajó a 87°F, con una presión de 1/4 de pulgada la temperatura marcó 70°F, con una pulgada de presión correspondió una temperatura de 64°F y con dos pulgadas de presión fué 60°F. Más allá de este punto el fuelle no aumentaría la presión.

Resulta 1) la temperatura del aire nunca subió a 212°F (que es la temperatura del tubo) con la circulación más lenta; la diferencia se explicó por la pérdida de calor en la cámara. No fué suficiente la pequeña cantidad de aire para mantener la temperatura máxima; 2) la temperatura disminuía a medida que la velocidad aumentaba, al principio rápidamente y después de una manera estable. La disminución se explicó por medio del hecho de que la velocidad no alcanzó a aquella en la cual la resistencia de fricción es igual al cuadrado de la velocidad.

- ii) Allan P. Colburn propuso un método general para correlacionar datos de transferencia de calor en convección forzada. Consiste en trazar contra el número de Reynolds un grupo adimensional que representa los datos experimentales, es decir, trazar $(h/c_p G)^{2/3}$ contra DG/μ , donde, h es el coeficiente de película de transferencia de calor entre el fluido y el sólido, c_p es el calor específico, $G(\text{m}^3/\text{A})$ es la velocidad másica, μ y k son la viscosidad y conductividad térmica del fluido respectivamente, D es el diámetro del tubo.

El método de correlación se basa en la analogía de Reynolds

$$\frac{\bar{h}}{C_p G} = \frac{f}{8} = \frac{\Delta p}{\rho} \frac{g}{u^2} \frac{S}{\Lambda}$$

donde f es el factor de fricción, Δp es la caída de presión por unidad de área de sección transversal, g es la aceleración de la gravedad, ρ y u son la densidad y velocidad del fluido respectivamente, S es el área de la sección transversal del flujo y Λ es el área de transferencia de calor.

El método incluye una función de $C_p \mu / k$ para tomar en cuenta las diferencias entre las distribuciones de temperatura y velocidad como

$$\frac{\bar{h}}{C_p G} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{2/3} = \frac{f}{8}$$

el exponente de $2/3$ es más o menos un valor promedio de los valores de 0.6 a 0.7 propuestos en las correlaciones de Morris y Whitman, Hinton, Cox. y Sherwood y Petrie.

Por otra parte, Colburn se apoya en la ecuación dada por Drew, Koo y Mc Adams, que han hecho una amplia correlación de datos sobre fricción en flujo turbulento y han encontrado que la banda de datos, para tubos lisos de números de Reynolds mayores a 7000 se representan con menos de $\pm 10\%$ de desviación por la ecuación

$$\frac{f}{8} = 0.0007 + 0.0625 \left(\frac{D G}{\mu} \right)^{-0.17}$$

donde la viscosidad μ es evaluada en la temperatura de película $\bar{t}_f = \bar{t}_w + 1/2(\bar{t}_w - \bar{t}_r)$

La ecuación anterior muestra completo acuerdo con la analogía de Reynolds modificada y resulta la siguiente ecuación de transferencia de calor en

flujo turbulento

$$j = \left(\frac{\bar{h}}{C_p G}\right) \left(\frac{C_p \mu_f}{k}\right)^{2/3} = 0.0007 + 0.0625 \left(\frac{DG}{\mu}\right)^{-0.32}$$

esta ecuación es aproximada a la siguiente

$$j = \left(\frac{\bar{h}}{C_p G}\right) \left(\frac{C_p \mu_f}{k}\right)^{2/3} = 0.023 \left(\frac{DG}{\mu}\right)^{-0.2}$$

$$j Re = \frac{Nu}{Pr^{1/3}} = 0.023 Re^{0.8} \quad (5)$$

La ecuación (5) está dentro de un acuerdo razonable con la mayoría de los datos experimentales, o sea que, para un fluido en particular y con un cambiador de calor de determinadas dimensiones la ecuación (5) no es 100% correcta.

En la región viscosa Colburn se basa en la ecuación de Graetz la cual supone una distribución de velocidad parabólica y una ausencia de corrientes de convección libre

$$\frac{\bar{h}D}{k} = 1.65 \left(\frac{\dot{m} C_p}{k L}\right)^{1/3}$$

donde \dot{m} es el flujo de masa en la unidad de tiempo, \bar{h} es el coeficiente de transferencia de calor y L es la longitud de calentamiento en dirección del flujo.

Esta ecuación se reordena como

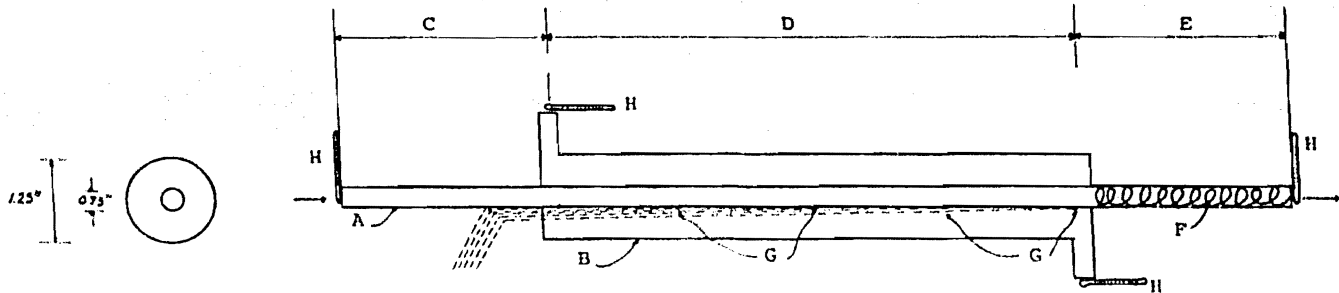
$$j = \left(\frac{\bar{h}}{C_p G}\right) \left(\frac{C_p \mu_f}{k}\right)^{2/3} = 1.5 \left(\frac{DG}{\mu}\right)^{-2/3} \left(\frac{1}{\bar{h}}\right)^{-1/3}$$

Tomando en cuenta los cambios de viscosidad y los efectos de convección libre.

$$j = \left(\frac{\bar{h}}{C_p G}\right) \left(\frac{C_p \mu_f}{k}\right)^{2/3} = 1.5 \left(\frac{DG}{\mu_f}\right)^{-2/3} \left(\frac{L}{D}\right)^{-1/3} \left(\frac{\mu_w}{\mu_f}\right)^{1/3} (1+0.015Gr^{1/3})$$

- iii) E.M. Sieder y G.E. Tate realizaron una correlación sobre transferencia de calor de datos de tres aceites, tanto para calentamiento como para enfriamiento. Los resultados se correlacionaron en términos de las propiedades del fluido en la corriente principal, tomando en cuenta el gradiente de viscosidad del fluido en el tubo por medio de la razón μ_w/μ_f donde μ_w es evaluada a la temperatura de la corriente principal y μ_f es evaluada a la temperatura de la pared del tubo.

La descripción del aparato se muestra en la fig 2. Se emplea un cambiador de calor de doble tubo concéntrico, el tubo interior de cobre de 0.75 pulgadas de diámetro, presenta en la entrada una sección tranquilizadora de 2 pies de longitud y en la salida una sección de mezcla de 2 pies de longitud con una espiral de latón insertada en su interior para mezclar el fluido. El tubo exterior de latón es de 1.25 pulgadas de diámetro. La longitud efectiva del cambiador de calor es de 5.1 pies. La temperatura promedio de la pared del tubo interior se determina con 5 termopares espaciados a lo largo de la longitud del tubo y soldados en ranuras en la pared. Se emplean termómetros calibrados para medir las temperaturas terminales. Las razones de flujo se determinan midiendo el tiempo requerido para llenar un envase de medida apropiado.



A Tubo inferior de cobre
 B Tubo exterior de latón
 C Sección tranquilizadora
 D Longitud efectiva

E Sección de mezcla
 F Espiral de latón
 G Termopares
 H Termómetros

Figura 2. Diagrama esquemático del cambiador de calor empleado por E.N. Sieder y G.E. Tate en la determinación experimental de coeficientes de película de tres aceites.

Se emplea agua como un medio de calentamiento o enfriamiento a través de la región anular. El cambio en el contenido de calor fué usado para determinar el calor transferido para calcular \bar{h} .

Los datos tomados se trazaron y se usaron para correlacionarlos por medio de ecuaciones teóricas o adimensionales. Se compararon los datos sobre flujo turbulento con las curvas de Morris y Whitman. Los datos para flujo viscoso se prepararon por el método de Drew, Hogan y Mc Adams y por el método de correlación de Colburn expresado anteriormente.

Para evaluar el efecto de la diferencia de temperatura se examina la influencia de la razón μ_{∞}/μ_w que consiste en trazar contra μ_{∞}/μ_w la ordenada

$$\psi = \left(\frac{\bar{h}D}{k}\right) \left(\frac{C_p \mu}{k}\right)^{-1/3} \left(\frac{DG}{\mu_{\infty}}\right)^{-1/3} \left(\frac{L}{D}\right)^{1/3}$$

la ecuación de la línea empírica resultante es

$$\psi = 1.86 \left(\frac{\mu_{\infty}}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

reordenando la ecuación se obtiene

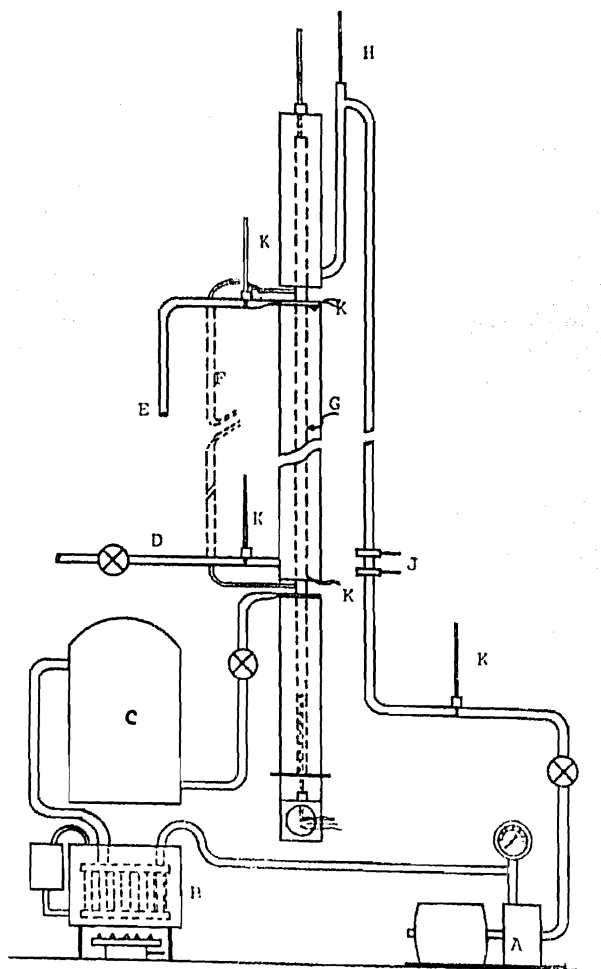
$$\Omega = \left(\frac{\bar{h}D}{k}\right) \left(\frac{C_p \mu}{k}\right)^{-1/3} \left(\frac{L}{D}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu_{\infty}}{\mu_w}\right)^{-0.14} = 1.86 \left(\frac{DG}{\mu_{\infty}}\right)^{1/3}$$

la cual se traza contra el número de Reynolds $\left(\frac{DG}{\mu_{\infty}}\right)$

Discusión con la ecuación de Colburn

$$\psi = 1.5 \left(\frac{\mu_w}{\mu_f} \right)^{1/3} (1+0.015 \text{ Gr}^{1/3})$$

- 1) La ecuación de Sieder y Tate emplea las propiedades del fluido en la temperatura de la corriente principal t_w , por el contrario la ecuación de Colburn las emplea en la temperatura de película t_f .
 - 2) Colburn emplea $(h/C_p G)(C_p \mu/k)^{2/3}$ en lugar de $(hD/k)(C_p \mu/k)^{-1/3}$ en su expresión como ordenada, una y otra forma es igualmente conveniente para calcular h , aunque $\bar{h}/C_p G$ presenta algunas ventajas.
 - 3) Colburn usa μ_w/μ_f en lugar de μ_w/μ_w para evaluar el gradiente de viscosidad. Esto lleva al exponente de 1/3 en lugar de 0.14.
 - 4) Colburn consideró varios fluidos y dimensiones de tubo donde el grupo de Grashof varía ampliamente y SIEDER y TATE trabajaron solamente con líquidos en tubos pequeños donde el grupo de Grashof varía escasamente, e incluyeron el término de $0.8(1+0.015 \text{ Gr}^{1/3})$ para $\text{Gr} > 25\ 000$ evaluando Gr en μ_w en lugar de μ_f .
- iv) Se describe el aparato empleado por W.F. Cope (fig 3) en la determinación experimental de coeficientes de transferencias de calor y fricción en tubos rugosos. Se examinaron tres tubos rugosos, sus superficies internas se trataron artificialmente por un proceso especial de roleteado el cual produce una serie de pirámides geométricamente semejantes en forma pero su medida absoluta varía de tubo a tubo; las relaciones de rugosidad (radio del tubo/altura de la pirámide) son 7.94/1, 14.8/1, 44.6/1. El fluido de



- | | | | |
|---|--------------------------|---|-----------------------------|
| A | Bomba | F | Medidor de caída de presión |
| B | Calentador | G | Tubo bajo estudio |
| C | Tanque de almacenamiento | H | Tubo de ventilación |
| D | Entrada de agua fría | J | Tubo Venturi |
| E | Salida | K | Sensores de temperatura |

Figura 3. Arreglo general del aparato usado por W.P. Cope en la determinación de coeficientes de película de tu hon rugosos.

trabajo fue agua y el rango del número de Reynolds de 2000 a 60 000.

Se muestra un intercambiador de calor en flujo paralelo, el tubo exterior de latón blando de 3/4 de pulgada de diámetro interior y 12 pies de longitud, la porción de prueba de 6 pies efectivos de calentamiento. Presenta sensores para medir las temperaturas de entrada y salida del flujo en la región anular, así como la temperatura de pared del tubo. La caída de presión a través del tubo se mide entre dos tubos principales sobre la línea del centro del tubo y separados por la longitud de la sección de prueba. El fluido de trabajo es bombeado a la sección de prueba a través de un calentador de agua y de un tanque de almacenamiento y el flujo se mide con un tubo venturi.

El aparato se construye con el tubo de prueba vertical y se conecta en circuito cerrado; el circuito está abierto a la atmósfera en un punto por medio de un tubo de ventilación. Por este tubo es posible evacuar el aire del sistema y mantener las presiones absolutas en un valor definido, especialmente cuando el tubo rugoso está lleno de aire. Durante el curso de una prueba el nivel del agua en el tubo de ventilación se mantiene aproximadamente 2 pies arriba del extremo del cambiador de calor.

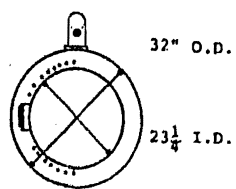
Los resultados indican que cuando las condiciones totales de turbulencia son establecidas la rugosidad tiene un efecto pequeño sobre el coeficiente de transferencia de calor, pero si se encuentra en la zona de transición la rugosidad incrementa el coeficiente considerablemente sobre su valor para un tubo lizo.

Para una caída de presión, más calor será transferido, si los tubos son lisos que si son rugosos. La velocidad de trabajo será entonces más grande para tubos lisos. El tubo liso es más eficiente sobre una base de transmisión de calor para la misma potencia.

- v) Se describe el aparato empleado por E.R.G. Eckert y A.J. Diaguila en transferencia de calor en convección libre y forzada ocurriendo simultáneamente a través de tubos. La transmisión de calor en convección libre, forzada y mixta ocurre en un tubo vertical con una razón de longitud-diámetro de 5.

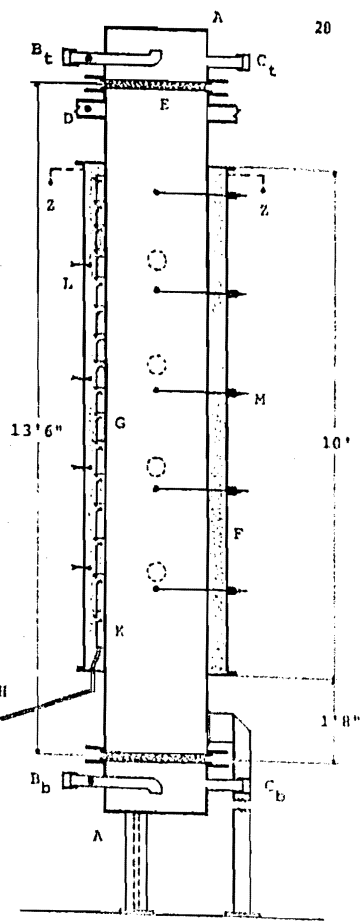
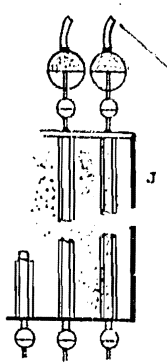
El cambiador de calor, mostrado en la fig 4, consiste de un tubo vertical de acero de 13.5 pies de altura y 24 pulgadas de diámetro exterior y dos cubiertas en sus extremos. El tubo vertical está rodeado por una chaqueta de vapor sobre una longitud de 10 pies. Dieciséis cámaras de condensado G están dispuestas a lo largo de la longitud de la sección calentada del tubo. Las cámaras atrapan el condensado producido por la sección de la pared del tubo encerrado por estas cámaras. El condensado de cada cámara es llevado a través de la chaqueta de vapor al aparato medidor de condensado. La porción expuesta de las líneas H aisladas térmicamente reducen las pérdidas de calor. En el aparato volumétrico J se mide la capacidad de condensación de cada cámara.

Por ajuste propio de las válvulas en las líneas B_t , B_b , C_t , C_b y D aire a 80°F y presiones de la atmosférica a 125 psia se introduce dentro del tubo en la cubierta inferior o superior para producir diferentes condiciones de flujo. Flujo ascendente de aire se in -



SECCION Z-Z

• TERMOPAR



- | | | | |
|---------------------------------|-------------------------------|---|---------------------------------|
| A | Cubiertas superior e inferior | G | Cámaras de condensado |
| B _b , B _t | Líneas de entrada | H | Líneas expuestas de condensado |
| C _b , C _t | Líneas de salida | J | Tablero de probetas |
| D | Línea de salida del tubo | K | 5 termopares de pared calentada |
| E | Cushions | L | 4 termopares de vapor |
| F | Chaqueta de vapor | M | Sensores de temperatura |

Figura 4. Descripción del aparato empleado por E.R.G. Eckert y A.J. Diaguila en transferencia de calor en flujo mixto, libre y forzado.

introduce en la línea B_b dentro de la cubierta inferior y se descarga en la línea de escape C_t . Flujo descendente de aire se introduce en la línea B_t dentro de la cubierta superior y se descarga en la línea C_b de la cubierta inferior. El aire también se admite en la línea B_t y se remueve en la porción superior del tubo en las líneas D . La circulación del aire dentro del tubo se realiza por las corrientes de convección libre.

Para asegurar que el aire entre al tubo a una velocidad constante, se instalan cedazos densos E en la parte superior e inferior del tubo. La superficie del tubo se calienta uniformemente con vapor sobre calentado en 2 o 3°F a baja presión.

Conclusiones de la inspección de la literatura

De los trabajos anteriores se desprende que la obtención de correlaciones empíricas del tipo

$$Nu = A Re^c Pr^f (v_m/v_f)^B$$

tal y como se aceptan en el proceso de diseñar equipos de transmisión de calor se han obtenido en condiciones de laboratorio bien distintas de las condiciones usuales de trabajo en un cambiador de calor.

3. METODO DE OBTENCION DE COEFICIENTES DE PELICULA

El cambiador de calor utilizado en este trabajo en la obtención de coeficientes de transferencia de calor, es un tubo doble concéntrico uno dentro de otro, de material de cobre. En el tubo interior circula un fluido frío y en la región anular circula un fluido caliente en dirección opuesta al anterior.

El calor Q_1 absorbido por el fluido frío es

$$Q_1 = \dot{m}_1 C_p (t_3 - t_1) \quad (6)$$

donde:

\dot{m}_1 es el gasto en masa del fluido frío

C_p es el calor específico a la temperatura media

t_1 es la temperatura de entrada

t_2 es la temperatura de salida

Haciendo un balance de calor y despreciando las pérdidas de calor al medio ambiente se tiene

$$Q_2 = UA_e (\text{LMTD}) = \dot{m}_j C_p (t_2 - t_1)$$

donde

Q_2 es el calor transferido en dirección radial

U es el coeficiente global de transferencia de calor

A_e es el área transversal exterior de flujo de calor

LMTD es la diferencia de temperaturas logarítmica media

se despeja U para obtener

$$U = \frac{\dot{m}_j C_p (t_2 - t_1)}{A_e (\text{LMTD})} \quad (7)$$

Por otro lado el coeficiente U es igual al recíproco de la suma de las resistencias que presentan oposición al flujo de calor en la dirección radial, o sea,

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{\bar{h}_e} + \frac{A_e \ln(D_e/D_i)}{2\pi k_c L} + \frac{A_e}{\bar{h}_i A_i} \right)} \quad (8)$$

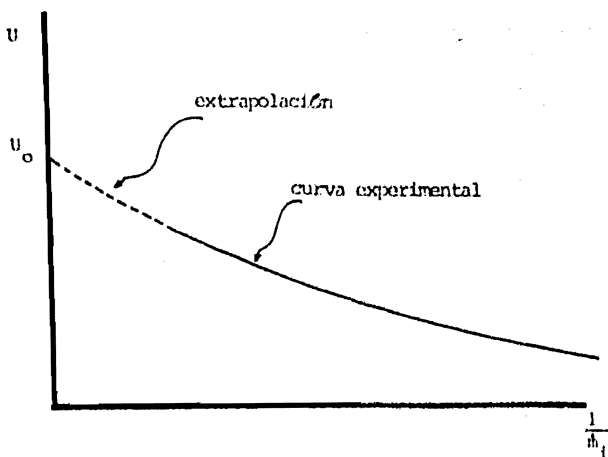
Si se aplican los razonamientos de Blasius en la capa límite de una placa plana, junto con los datos experimentales obtenidos por Hansen (ref 6), el espesor de la capa límite térmica δ es

$$\delta = \frac{5x}{\left(\frac{\rho u \mu}{\mu} \right)^{1/2}}$$

Un incremento en la velocidad del flujo da como resultado un decremento en el espesor de la capa límite térmica.

En forma análoga puede aplicarse el razonamiento anterior al flujo en el interior de un tubo. Si se hace tender el flujo interior a infinito ($\dot{m}_i \rightarrow \infty$) conservando el flujo exterior constante ($\dot{m}_e = \text{constante}$), la resistencia que presenta el flujo interior a la transferencia de calor tiende a cero. Ya que el espesor de la capa límite térmica tiende a cero, $\delta \rightarrow 0$ de la ecuación de Blasius.

El coeficiente global U obtenido de la ecuación (7) se gráfica contra el recíproco del flujo másico interior $1/\dot{m}_i$.



En $1/\dot{m}_i = 0$; $h_i \rightarrow \infty$; $U = U_0$, se obtiene el coeficiente exterior de transferencia de calor por convección \bar{h}_e de la ecuación (8);

$$\bar{h}_e = \frac{1}{\frac{1}{U_0} - \frac{De \ln(De/Di)}{2kc}} \quad (9)$$

y el coeficiente \bar{h}_i se calcula con el valor anterior $\bar{h}_e = \text{constante}$, para varios flujos de masa ($0 < \dot{m}_i < \infty$) del tubo interior por medio de

$$\bar{h}_i = \frac{1}{\frac{Ai}{Ae} \left(\frac{1}{U} - \frac{1}{\bar{h}_e} - \frac{De \ln(De/Di)}{2kc} \right)} \quad (10)$$

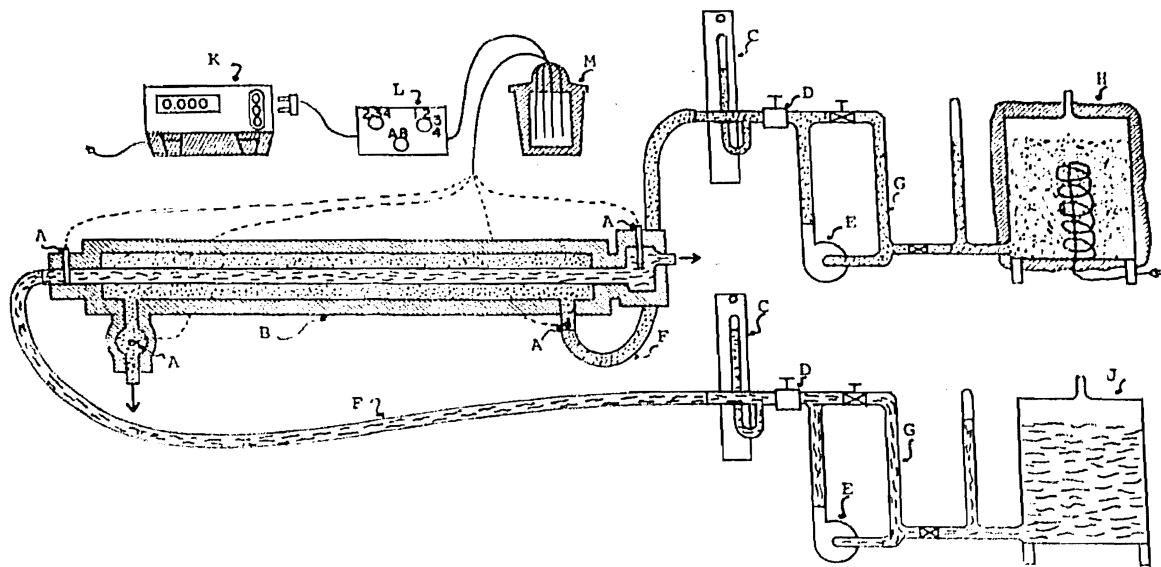
El razonamiento anterior, desarrollado para \dot{m}_e constante, \dot{m}_i variable, es igualmente válido para \dot{m}_e variable, \dot{m}_i constante.

4. DESCRIPCION DE APARATO EXPERIMENTAL

Se detalla brevemente el aparato experimental y las partes accesorias que lo componen. Se describe el sistema de medición de temperatura y de gasto, así como el almacenamiento y circulación de los flúidos empleados en el experimento, el sistema de regulación de gasto (visual-manual) y por último se menciona el programa de pruebas de laboratorio.

Aparato experimental

El aparato utilizado en el trabajo experimental (ver fig 5) consta principalmente de un cambiador de calor de dos tubos concéntricos, uno dentro de otro, de material de cobre. El tubo interno mide 9.7 mm de diámetro exterior y 7.55 mm de diámetro interior. El tubo externo mide



A Sensores de temperatura
 B Cambiador de calor
 C Piezómetro
 D Válvula de aguja
 E Bomba centrífuga
 F Manguera flexible

G Tubería galvanizada de 1/2"
 H Tanque de agua caliente
 J Tanque de agua fría
 K Milivóltmetro
 L Selector de termopares
 M Puntas de referencia fría

Figura 5. Diagrama esquemático de conexiones del aparato de pruebas de laboratorio.

15.88 mm de diámetro exterior y 14 mm de diámetro interior. La longitud efectiva del cambiador de calor es de 1549 mm.

Están colocados vasos mezcladores de flujo en la salida del cambiador de calor tanto para el flujo interior como para el flujo exterior. El volumen de los vasos es de 0.20 litros.

El cambiador de calor está aislado térmicamente con material de asbesto de 15 mm de espesor. Los vasos mezcladores están también aislados con material de fibra de vidrio de 40 mm de espesor.

Por el tubo interior circula agua fría a temperatura de entrada constante. Por la región anular circula en contraflujo agua caliente a temperatura de entrada constante.

Sistema de medición de temperatura

El sistema de medición de temperatura consta de:

- 1) cuatro termopares calibrados de cobre-constantán calibre 30;
- 2) cuatro termopozos, uno para cada termopar, con aceite en su interior para homogeneizar la temperatura;
- 3) un receptor-indicador de milivoltaje;
- 4) un selector de termopares y
- 5) una fuente de referencia a 0°C, de hielo picado y agua.

Los termopares atraviesan diametralmente el tubo, colocados en la entrada del cambiador de calor de cada fluido.

Los termopares sumergidos en aceite, dentro de los termopozos registran las temperaturas locales de entrada y salida de los fluidos. El selector indica el termopar deseado y la señal se transmite al receptor-indicador (milivoltímetro) tomando como referencia la temperatura a 0°C de la fuente fría.

Medición de gasto

Se realiza simplemente con una probeta graduada y un cronómetro. El volumen medido en cierto tiempo, multiplicado por la densidad es el gasto.

Control de gasto (visual - manual)

se realiza por medio de una válvula de aguja y un "piezómetro" cerrado a la atmósfera. El "piezómetro" colocado en la salida de la válvula de aguja señala una altura o carga de presión. El experimento requiere de un gasto constante en toda la prueba; así, manteniendo una altura de columna de líquido fija en el "piezómetro" se asegura un gasto constante en el cambiador de calor en toda la prueba.

Sistema de almacenamiento y circulación de los fluidos empleados en el experimento

Se cuenta con dos tanques con un volumen de 200 litros cada uno. Uno

almacena agua fría a temperatura constante y otro almacena agua caliente a temperatura constante.

El calentamiento se realiza por medio de una resistencia eléctrica de aproximadamente 5 KW para elevar la temperatura del agua de 20°C a 93°C. El tiempo requerido para calentar el agua es aproximadamente 4.7 horas. El tanque de almacenamiento de agua caliente está aislado con material de fibra de vidrio.

Se emplean: (1) dos bombas centrífugas de 1/4 de HP cada una; (2) dos válvulas de aguja de 3/4 de pulgada de acero al carbón para controlar el gasto de cada fluido; (3) una línea de desviación en la descarga de cada bomba y una válvula de globo de 1/2 pulgada para permitir la regulación del flujo (by pass); (4) tubería de acero galvanizado de 1/2 pulgada y (5) mangueras flexibles para aislar al cambiador de calor de las vibraciones que producen las bombas.

Las fotografías de las figuras 6 y 7 ilustran las partes fundamentales del equipo de laboratorio.

Programa de pruebas de laboratorio

Se menciona la preparación y secuencia de una prueba experimental para un determinado flujo exterior constante.

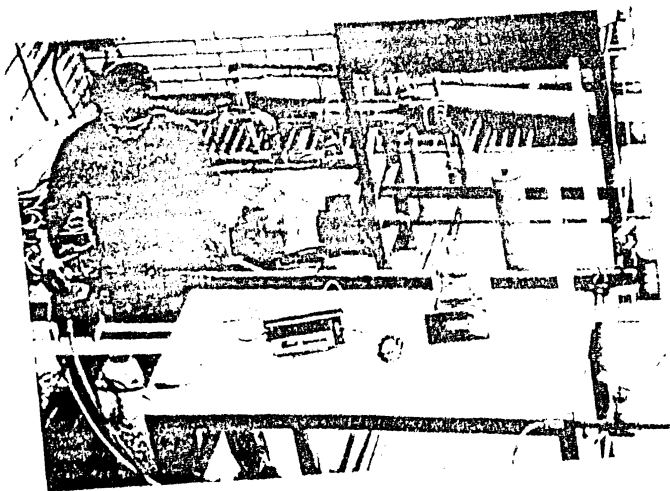


Figura 6. Sección de pruebas. El tubo aislado y forrado con impermeabilizante negro en la sección de pruebas que consiste en un cambiador de tubos concéntricos. En los extremos se observan los vasos de mezcla. Sobre la mesa está también el microvóltmetro, el vaso de hielo picado y el selector de termopares.

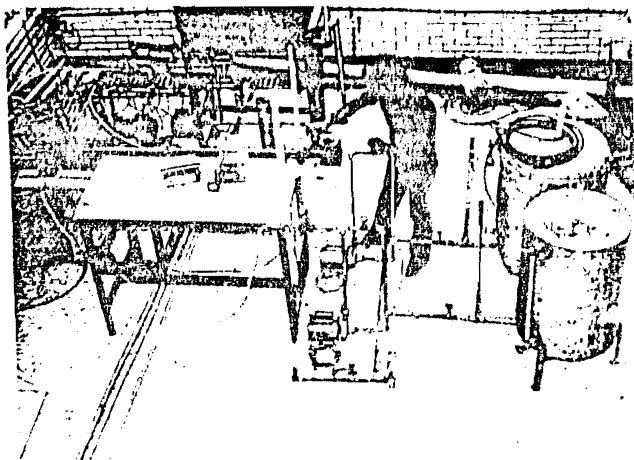


Figura 7. Vista general del aparato de pruebas de laboratorio, mostrando a la derecha los tanques de agua. El tanque del segundo plano, aislado, es para el agua caliente. Nótese el arreglo de los partidores de flujo, los piezómetros (que aparecen sobre el canto derecho de la mesa en forma vertical) y la sección de pruebas.

Preparación :

- 1) Alimentar agua a los tanques de almacenamiento
- 2) Conectar la resistencia eléctrica de 5 KW durante 4.75 horas
- 3) Preparar la fuente de referencia fría de hielo picado y aguja
- 4) Suministrar aceite a los termopozos para homogeneizar la temperatura
- 5) Conectar y calibrar el receptor-indicador (milivoltímetro)

El sistema está listo para realizar las pruebas experimentales .

Secuencia de pruebas:

- 1) Arrancar las bombas centrifugas
 - 2) Regular el gasto exterior constante con la válvula de aguja y el piezómetro
 - 3) Para un gasto máximo en el tubo interior abrir completamente la válvula de aguja y cerrar completamente la válvula de globo de recirculación de la bomba
 - 4) En el tiempo de tres minutos se estabiliza el sistema
 - 5) Se mide el gasto del flujo interior y se leen las lecturas (en milivoltas) de los termopares para el primer punto de la prueba
 - 6) Para el segundo punto de la prueba se disminuye el gasto del flujo interior abriendo la válvula de globo de recirculación.
 - 7) Se corrige la altura en cada piezómetro, previamente fijada a un valor determinado
 - 8) Se mide el gasto y se leen las lecturas de los termopares para este 2º punto
- y así sucesivamente para los demás puntos de la prueba.

5. RESULTADOS EXPERIMENTALES

Se menciona la secuencia de los resultados calculados y racionalizados, con base en los datos experimentales básicos, obtenidos de las pruebas para diferentes gastos de agua caliente constante en la región anular del cambiador de calor.

También, a manera de ejemplo, se hace el cálculo numérico de la prueba experimental realizada el día 29 de marzo del presente año con un gasto exterior constante de $\dot{m}_c = 0.0303 \text{ Kg/s}$.

Los datos experimentales básicos tomados de las pruebas son:

- 1) La señal de milivoltaje en los cuatro sensores de temperatura
- 2) El volumen medido en litros en cierto tiempo

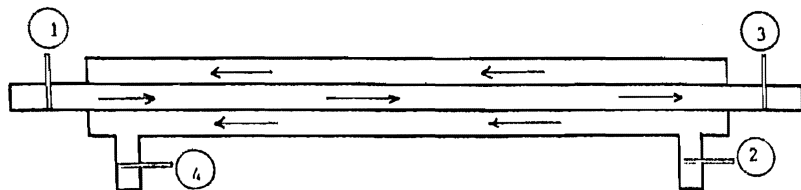
La señal de los termopares se ha calibrado por medio de las ecuaciones;

$$t = -0.084 + 26.1132 \text{ mv para el rango de } 0.0 \leq \text{mv} \leq 1.386 \quad (11)$$

$$t = 4.8101 + 22.1553 \text{ mv para el rango de } 1.386 \leq \text{mv} \leq 4.320 \quad (12)$$

La curva de calibración se muestra en la fig 1 del apéndice III.

Se obtienen las temperaturas en la entrada y salida del cambiador de calor para cada fluido como se muestra.



Se calcula la temperatura media aritmética

para el flujo interior

$$\bar{t}_{\sigma,i} = \frac{t_1 + t_3}{2} \quad (13)$$

para el flujo exterior

$$\bar{t}_{\sigma,e} = \frac{t_2 + t_4}{2} \quad (14)$$

El gasto másico se obtiene como

$$\dot{m} = \frac{\rho V}{\theta} \times 10^{-3} \left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right] \quad (15)$$

donde ρ es la densidad evaluada a la temperatura media aritmética, V es el volumen medido en litros, θ es el tiempo.

Nota: Las propiedades termodinámicas del agua a la presión de saturación se tomaron de la ref (7). En la fig 2, del apéndice III, se muestran dichas propiedades.

Secuencia de los resultados calculados

El calor absorbido por el fluido frío es

$$Q = \dot{m}_i C_p (t_3 - t_1) \quad (6)$$

El calor específico C_p se evalúa a la temperatura media aritmética, ecuación (13).

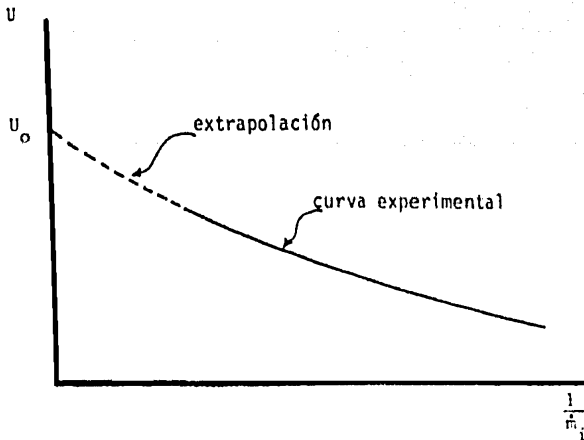
Coefficiente global de transferencia de calor por convección es

$$U = \frac{Q}{A_c (\text{LMTD})} \quad (7)$$

Diferencia de temperaturas media logarítmica está dada por

$$\text{LMTD} = \frac{(t_2 - t_3) - (t_4 - t_1)}{\ln \left(\frac{t_2 - t_3}{t_4 - t_1} \right)} \quad (16)$$

Se grafica U contra el recíproco del gasto interior \dot{m}_i y se obtiene U_0 en $\dot{m}_i \rightarrow \infty$, o sea en $1/\dot{m}_i = 0$



El flujo exterior permanece constante por lo tanto se obtiene $\bar{h}_e =$ constante de la ecuación

$$\bar{h}_e = \frac{1}{\frac{1}{U_o} - \frac{De \ln(Dc/Di)}{2 k_c}} \quad (9)$$

La conductividad térmica k_c del cobre se obtuvo de la ref (7)

Secuencia de los resultados racionalizados

El coeficiente \bar{h}_i se evalúa para diferentes gastos en la región interior de la ecuación (10) con \bar{h}_e constante:

$$\bar{h}_i = \frac{1}{\frac{A_i}{\Lambda_e} \left(\frac{1}{U} - \frac{1}{h_e} - \frac{De \ln(Dc/Di)}{2 k_c} \right)} \quad (10)$$

Para determinar los números adimensionales de Nusselt, Reynolds y Prandtl, las propiedades físicas densidad ρ , calor específico c_p , viscosidad μ y conductividad térmica k se evalúan en la temperatura media de película \bar{t}_f , definida como

$$\bar{t}_f = \frac{\bar{t}_{wi} + \bar{t}_{wi}}{2} \quad (17)$$

La temperatura media de la superficie interior \bar{t}_{wi} se estima de la siguiente manera:

$$Q = \bar{h}_i \Lambda_i (\bar{t}_{wi} - \bar{t}_{\infty i}) \quad (1)$$

Despejando \bar{t}_{wi} de la ecuación anterior y sustituyéndola en la ecuación (17) queda,

$$\bar{t}_f = \frac{Q}{2\bar{h}_i \Lambda_i} + \bar{t}_{o,i} \quad (18)$$

Se determinan los números adimensionales Nu, Pr y Re

$$Nu_i = \frac{\bar{h}_i D_i}{k_f} \quad (19)$$

$$Pr_i = \frac{Cp_f \mu_f}{k_f} \quad (20)$$

$$Re_i = \frac{\rho_f u_i D_i}{\mu_f} \quad (21)$$

La velocidad u_i se calcula de la ecuación de continuidad

$$u_i = \frac{\dot{m}_i}{\rho_i \Lambda_i}$$

sustituyendo u_i en la ecuación (21)

$$Re_i = \frac{4}{\pi D_i} \frac{\rho_f}{\rho_i} \frac{\dot{m}_i}{\mu_f} \quad (22)$$

Cálculo numérico de la prueba experimental realizada el día 29 de marzo con un gasto exterior constante de $\dot{m}_e = 0.0303$ Kg/s

Datos experimentales básicos:

temperaturas	$t_1 = 0.779$ mv
	$t_2 = 3.794$ mv
	$t_3 = 1.184$ mv
	$t_4 = 2.218$ mv

	Volumen (litros)	Tiempo (segundos)
Flujo exterior	0.310	10
Flujo interior	0.770	8

Conversión a temperatura en °C por medio de las ecuaciones (11) y (12).

$$t_1 = -0.084 + 26.1132 (0.779) = 20.26^{\circ}\text{C} \quad (\text{ecuación 11})$$

$$t_2 = 4.8101 + 22.1553 (3.794) = 88.87^{\circ}\text{C} \quad (\text{ecuación 12})$$

$$t_3 = -0.084 + 26.1132 (1.184) = 30.83^{\circ}\text{C} \quad (\text{ecuación 11})$$

$$t_4 = 4.8101 + 22.1553 (2.218) = 53.95^{\circ}\text{C} \quad (\text{ecuación 12})$$

Gasto exterior constante, ecuación (15)

$$\dot{m}_e = \frac{977.8 \times 0.310}{10} \times 10^{-3} = 0.0303 \text{ Kg/s}$$

La densidad se evalúa a la temperatura media aritmética de la ecuación (14)

$$\bar{t}_{we} = \frac{88.87 + 53.95}{2} = 71^{\circ}\text{C}$$

De tabla de propiedades termofísicas del agua, fig 2, del apéndice III,

$$\rho_e = 977.8 \text{ Kg/m}^3$$

El gasto interior variable, según la ecuación (15) es

$$\dot{m}_i = \frac{996.8 \times 0.770}{8} \times 10^{-3} = 0.09594 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

La densidad ρ_i se evalúa a la temperatura media aritmética de la ecuación (13)

$$\bar{t}_{oi} = \frac{20.26 + 30.83}{2} = 26 \text{ } ^\circ\text{C}$$

y de las propiedades del agua, fig 2, del apéndice III.

$$\rho_i = 996.8 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Resultados calculados

El calor absorbido por el fluido queda establecido por la ecuación (6)

$$Q = (0.09594)(4.1776)(30.83 - 20.26) = 4.2365 \text{ KW}$$

El calor específico C_p se evalúa a la temperatura media aritmética, ecuación (13), de la tabla de propiedades termodinámicas del agua, fig 2, del apéndice III

$$\bar{t}_{\text{m}} = 26^\circ\text{C} \rightarrow C_p = 4.1776 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$$

El coeficiente global de temperatura de calor por convección se calcula por medio de la ecuación (7)

$$U = \frac{4.2365}{0.0472(44.77)} = 2.0047 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2^\circ\text{C}}$$

donde la diferencia de temperaturas media logarítmica es, según la ecuación (16)

$$\text{LMTD} = \frac{(88.87-30.83) - (53.95-20.26)}{\ln \left(\frac{88.87 - 30.83}{53.95 - 20.26} \right)} = 44.77 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Estos cálculos son para un punto de la prueba experimental. En la tabla I.2.1 del apéndice I se muestran los resultados para los 18 puntos de la prueba.

Se grafica el coeficiente global U contra el recíproco del gasto másico interior $1/\dot{m}_i$ y se obtiene, para $\dot{m}_i \rightarrow \infty$, o sea, $1/\dot{m}_i = 0$, $U_0 = 2.5 \text{ KW/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$. Esta gráfica se muestra en la figura I.2.1, del apéndice I.

El coeficiente \bar{h}_c se desprende de la ecuación (9):

$$\bar{h}_e = \frac{1}{\frac{1}{2.5} - \frac{0.0097 \ln(0.0097/0.00755)}{2(0.37216)}} = 2.52 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

Nota: la conductividad térmica k_c del cobre es $k_c = 0.37216 \text{ KW/m °C}$ obtenido de la ref (7).

Resultados racionalizados

El valor del coeficiente de película \bar{h}_i se calcula por medio de la ecuación (10).

$$\bar{h}_i = \frac{1}{\frac{0.03674}{0.04720} \left(\frac{1}{2.0047} - \frac{1}{2.52} - \frac{0.0097 \ln(0.0097/0.00755)}{2(0.37216)} \right)} = 13.00 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

La temperatura media de película, \bar{t}_f , dada por la ecuación (17),

$$\bar{t}_f = \frac{4.2365}{2(13.00)(0.03674)} + 26 = 30\text{°C}$$

Así, las propiedades físicas evaluadas en \bar{t}_f quedan como sigue

$$\begin{aligned} \rho_f &= 995.70 & \text{Kg/m}^3 \\ c_{p_f} &= 4.1760 & \text{KJ/Kg °C} \\ \mu_f &= 792.377 \times 10^{-6} & \text{Ns/m}^2 \\ k_f &= 6.15 \times 10^{-4} & \text{KW/m °C} \end{aligned}$$

El número de Nusselt está determinado por la ecuación (19) como:

$$\text{Nu}_i = \frac{13.00 \times 0.00755}{6.15 \times 10^{-4}} = 159.594$$

Similarmemente el número de Prandtl es, según la ecuación (20),

$$Pr_i = \frac{4.1760 \times 792.377 \times 10^{-6}}{6.15 \times 10^{-4}} = 5.38$$

y el número de Reynolds, con la ecuación (22),

$$Re_i = \frac{4}{(3.1416)(0.00755)} \frac{995.70}{996.80} \frac{0.09594}{7.92.377 \times 10^{-6}} = 20\ 396$$

Estos cálculos son para un punto de la prueba experimental. En la tabla I.2.2 del apéndice I se muestran los resultados para los 18 puntos restantes de la prueba.

6. CORRELACION DE RESULTADOS

De la fórmula encontrada por análisis dimensional

$$Nu = A Re^c Pr^f \quad (4)$$

se evalúan la constante A y los exponentes c y f

A temperaturas moderadas del líquido utilizado, el número de Prandtl no varía apreciablemente. Por lo tanto, al exponente f del número de Prandtl se le asigna el valor de $1/3$ como recomienda A.P. Colburn (ref 2).

Se grafica $Nu/Pr^{1/3}$ contra el número de Reynolds, Re , en un plano doblemente logarítmico. Se seleccionan los puntos que correspondan al régimen turbulento, de números de Reynolds mayores a 10 000. A los puntos experimentales elegidos se ajusta una línea recta por el método de mínimos cuadrados. Se determina el valor de la constante A y el exponen

to c de las siguientes fórmulas

$$A = \frac{n \sum yx - \sum y \sum x}{n \sum x^2 - (\sum x)^2} \quad (23)$$

$$c = \text{antilog} \left(\frac{\sum x^2 \sum y - \sum x \sum yx}{n \sum x^2 - (\sum x)^2} \right) \quad (24)$$

donde Σ indica sumatorias; x y y toman los valores de $\log (Re)$ y $\log (Nu/Pr^{1/3})$ respectivamente, n es el número de puntos tomados en cuenta.

Las ecuaciones obtenidas por el método propuesto se comparan con la correlación de Colburn (ref 2) para flujo completamente desarrollado

$$\frac{Nu}{Pr^{1/3}} = 0.023 Re^{0.8} \quad (5)$$

En la región de transición, de números de Reynolds entre 2100 y 10 000, los resultados se comparan con las curvas recomendadas para determinar coeficientes de transferencia de calor, capítulo VIII, ref (6).

A manera de ejemplo del procedimiento descrito, se hace el cálculo numérico de los resultados obtenidos en la sección anterior, de la prueba realizada el 29 de marzo. Se determinan los valores de $\log (Nu/Pr^{1/3})$ y $\log (Re)$ y se resumen en la siguiente tabla.

No. de Corrida	$\frac{Nu}{Pr^{1/3}}$	Re	$y = \log\left(\frac{Nu}{Pr^{1/3}}\right)$	$x = \log Re$	xy	x^2
1	91.08	20396	1.959	4.310	8.443	18.576
2*	78.61	19421	-	-	-	-
3	76.22	17480	1.882	4.243	7.985	18.003
4	78.48	17147	1.895	4.234	8.023	17.927
5*	78.55	15938	-	-	-	-
6*	71.94	14449	-	-	-	-
7	58.04	13588	1.764	4.133	7.291	17.082
8	55.57	13044	1.745	4.115	7.181	16.933
9	49.11	12082	1.691	4.082	6.903	16.663
10	47.69	11567	1.678	4.063	6.818	16.508
11	42.25	10736	1.626	4.031	6.554	16.249
12	40.93	10464	1.612	4.020	6.480	16.160
			$\Sigma y = 15.852$	$\Sigma x = 37.231$	$\Sigma xy = 65.678$	$\Sigma x^2 = 154.101$

* Los puntos 2, 5 y 6 no se toman en cuenta, ya que por errores de medición se alejan mucho de los demás puntos.

Se determina el valor de A y c de las ecuaciones (23) y (24) respectivamente

$$A = \frac{9(65.678) - (15.852)(37.231)}{9(154.101) - (37.231)^2} = 1.2$$

$$c = \text{antilog} \left(\frac{(154.101)(15.852) - (37.231)(65.678)}{9(154.101) - (37.231)^2} \right)$$

$$c = 0.00061$$

sustituyendo estos valores de A y c en la ecuación (4)

$$Nu = 0.00061 Re^{1.2} Pr^{1/3}$$

Esta correlación se traza en la figura I.2.2 del apéndice I junto con la ecuación de Colburn

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad (5)$$

En la región de transición el cálculo numérico es como sigue. Se seleccionan los puntos con números de Reynolds comprendidos entre 2100 y 10 000. Las propiedades termodinámicas se evalúan a la temperatura del fluido $t_{\infty i}$, a este punto le corresponde una temperatura de $t_{\infty i} = 33^{\circ}\text{C}$

$$C_p = 4.1754 \text{ KJ/kg } ^{\circ}\text{C}$$

$$\mu = 748.836 \times 10^{-6} \text{ NS/m}^2$$

$$k = 6.204 \times 10^{-4} \text{ KW/m } ^{\circ}\text{C}$$

se calcula el número de Prandtl

$$Pr_i = \frac{C_p \mu}{k} = \frac{4.1754 \times 748.836 \times 10^{-6}}{6.204 \times 10^{-4}} = 5.04$$

Para el punto con número de Reynolds de 9430 como ordenada se entra a las curvas recomendadas para determinar coeficientes de transferencia de calor, ref 6, y se obtiene un valor de abscisa de $(\frac{h_i}{C_p \mu}) Pr^{1/3} = 0.00425$.

De esta ecuación se calcula \bar{h}_i como sigue

$$\bar{h}_i = 0.00425 C_p u_{\infty i} Pr^{-2/3}$$

sustituyendo el valor de $u = \dot{m} / \rho_i A_i$, la ecuación anterior queda

$$\bar{h}_i = 0.00425 \frac{C_p \dot{m}_i}{A_i} Pr^{-2/3}$$

sustituyendo valores

$$h_i = 0.00425 \frac{4.1758 \times 0.21631}{4.477 \times 10^{-3}} (5.04)^{-2/3} = 4.896$$

Con este valor se calcula el número de Nusselt

$$Nu_i = \frac{\bar{h}_i D_i}{k} = \frac{4,896 \times 0,00755}{6,204 \times 10^{-4}} = 59,58$$

y por último se grafica $Nu/Pr^{1/3}$ contra el número de Reynolds.

Estos resultados racionalizados se muestran en la tabla I.2.3 del apéndice I.

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Con base en los resultados obtenidos en este cambiador de calor se concluye que el coeficiente de película \bar{h}_1 está influenciado por el flujo exterior. A menor flujo en la región anular al coeficiente \bar{h}_1 aumenta.

Se tiene la hipótesis de que la intensificación del coeficiente \bar{h}_1 es producida por pulsaciones del fluido o por vibraciones en el fluido mismo o en la superficie de intercambio de calor (refs 8,9 y 10).

Se ha realizado una prueba preliminar con una aguja magnetofónica a manera de transductor de vibración sobre el cambiador de calor, conectada a un osciloscopio. Se ha observado que a medida que el flujo interior aumenta, la amplitud de las vibraciones también aumenta. Estas pruebas se realizaron circulando el fluido por medio de una bomba centrífuga y después por presión hidrostática. En ambos casos se detectó

el mismo fenómeno, aunque el osciloscopio reveló que la frecuencia de la bomba era de distinta magnitud que la frecuencia del flujo. Claramente el fenómeno es función de la mecánica de los fluidos y no de la frecuencia del bombeo.

Estos resultados implican que la magnitud del coeficiente de película interno es muy dependiente de la magnitud del flujo externo. A condiciones internas constantes, variaciones del flujo externo producen modificaciones de más de 100 por ciento en el coeficiente de película interno. Aunque este fenómeno ha sido detectado repetidamente a lo largo de más de cien pruebas de laboratorio, sus implicaciones en la política de diseño de cambiadores de calor son tales que evidentemente debe hacerse más trabajo experimental en este campo. Dado que todas las pruebas realizadas en este trabajo se efectuaron en el mismo aparato, es necesario un volumen mucho más amplio de pruebas con otras dimensiones de tubo antes de poder postular una técnica predictiva.

Para ampliar las experiencias de laboratorio se recomiendan en seguida una serie de mejoras al aparato experimental:

- (1) Colocar los vasos mezcladores inmediatamente a la salida del cambiador de calor;
- (2) Contar con un medio de calentamiento continuo, ya que para gastos elevados la capacidad del tanque de almacenamiento no es suficiente para realizar las pruebas;

- (3) Aislar térmicamente la tubería de alimentación de agua caliente, que presenta pérdidas de calor al medio ambiente y la temperatura de entrada del flujo exterior disminuye.
- (4) Contar con un medio más exacto de control de flujo pues el utilizado en este trabajo presenta pequeñas dificultades para su control
- (5) No experimentar en este cambiador de calor abajo de números de Reynolds de 4500 aproximadamente, para evitar errores en la medición de temperaturas que resultan de la conducción térmica axial.

Para elaborar teorías predictivas del comportamiento del coeficiente de película interno bajo el efecto intensificador del flujo extremo y viceversa, sería necesario contar con un aparato de laboratorio mucho más sofisticado que el actual.

BIBLIOGRAFIA

1. Osborne Reynolds, "On the Extent and Action of the Heating Surface for Steam Boilers", Proc. Manchester Lit. Phil. Soc., Vol 8 (1874), pp 7-12
2. Allan P. Colburn, "A Method of Correlating Forced Convection Heat Transfer Data and a Comparison with Fluid Friction", Trans. AICHE, Vol 29 (1933), pp 174-210
3. E.N. Sieder y G.E. Tate "Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes", Ind. Eng. Chem., Vol 28 (1936), pp 1429-1435
4. W.F. Cope, "The Friction and Heat Transmission Coefficients of Rough Pipes", Proc. Inst. Mech. Engrs., Vol 145 (1941), pp 99-105
5. E.R.G. Eckert and A.J. Diaguila, "Convective Heat Transfer for Mixed, Free, and Forced Flow Through Tubes", Trans, ASME, Vol 76 (1954), pp 497-504
6. Frank Kreith, "Principios de Transferencia de Calor", 2a ed. (International Textbook Company, (1977)
7. Kuzman Raznjevic, "Handbook of Thermodynamic Tables and Charts", Tabla 36-1 pp 100 (MC Graw Hill Book Company, 1976)
8. Bergles, A.E., "Recent Development in Conv. Heat Trans. Augmentation", Appl Mech. Review, (1973), p 675
9. Webb, R.L. and Eckert, E.R.G. "Application of Rough Surfaces to Heat Exchanger Design". Int. J. Heat and Mass Trans., Vol 15 (1972), pp 1647-1658
10. Bergles, A.E., Taborek, J. and Blumenkrantz, A.R., "Performance Evaluation Criteria for Enhanced Heat Transfer Surfaces", AICHE Paper 9, 13th Nat. Heat Trans. Conf., Denver Colorado, 1972.

APENDICE I

Se muestran los resultados calculados, la gráfica de obtención de U_0 , los resultados racionalizados en la región turbulenta para $Re > 10\ 000$ y en la región de transición $2100 \leq Re \leq 10\ 000$, y la correlación de resultados de la forma $Nu/Pr^{1/3} = A Re^C$ de las pruebas realizadas con tres gastos constantes en la región anular, de $\dot{m}_c = 0.0250$ kg/s, $\dot{m}_c = 0.0303$ kg/s y $\dot{m}_c = 0.0332$ kg/s.

TABLA I.1.1 Resultados calculados para el flujo de masa exterior constante de $\dot{m}_e = 0.0250 \text{ Kg/s}$.

No.	T_1 milivolts °C	T_2 milivolts °C	T_3 milivolts °C	T_4 milivolts °C	$T_3 - T_1$ T_{LDC}	FLUJO INTERIOR		ρ_i Kg/m ³	\dot{m}_i Kg/s $\times 10^{-3}$	C_{pi} KJ/Kg°C	Q KW	LMTD °C	U KW/m ² °C	L/m _c S/Kg
						θ seg	V_i litros							
1	0.782 20.34	3.776 88.97	1.149 29.92	2.117 51.71	9.58 25	10	0.960	997.1	95.72	4.1780	3.8313	43.56	1.8633	10.95
2	0.789 20.52	3.780 88.56	1.184 30.83	2.191 52.24	10.31 26	10	0.880	996.8	87.72	4.1776	3.7782	43.43	1.84299	11.90
3	0.798 20.75	3.780 88.56	1.233 32.11	2.172 50.93	11.36 26	10	0.800	996.8	79.75	4.1776	3.7845	43.18	1.8568	12.54
4	0.805 20.94	3.780 88.56	1.272 33.13	2.199 53.53	12.19 27	10	0.740	996.5	73.74	4.1772	3.7551	43.00	1.8500	13.56
5	0.812 21.12	3.779 88.53	1.312 34.18	2.227 59.15	13.06 28	10	0.690	996.3	68.74	4.1768	3.7498	42.81	1.8556	14.55
6	0.820 21.33	3.773 88.40	1.353 35.25	2.254 54.75	13.92 28	10	0.630	996.3	62.76	4.1768	3.6492	42.52	1.8182	15.93
7	0.829 21.56	3.776 88.97	1.423 36.34	2.301 55.79	14.78 29	10	0.550	996.0	54.78	4.1769	3.3814	42.55	1.6835	18.26
8	0.840 21.85	3.772 88.38	1.490 37.82	2.344 56.74	15.97 30	10	0.485	997.7	48.39	4.1760	3.2271	42.24	1.6185	20.67
9	0.850 22.11	3.770 88.37	1.571 39.62	2.397 57.92	17.51 31	10	0.425	995.4	42.30	4.1758	3.0932	41.93	1.5628	23.64
10	0.867 22.56	3.768 88.29	1.685 42.19	2.472 59.58	19.58 32	10	0.350	995.1	34.83	4.1756	2.8474	41.42	1.4564	28.71
11	0.889 23.13	3.767 88.27	1.833 45.42	2.577 61.90	22.29 34	10	0.280	994.4	27.84	4.1752	2.5913	40.78	1.3762	35.91
12	0.928 24.15	3.762 88.16	2.039 49.98	2.730 65.27	25.83 37	10	0.205	993.3	20.36	4.1750	2.1960	39.64	1.1736	49.11
13	1.012 26.34	3.763 88.18	2.369 52.30	3.000 71.28	30.96 42	10	0.125	991.4	12.39	4.1754	1.6020	37.47	0.7057	80.69

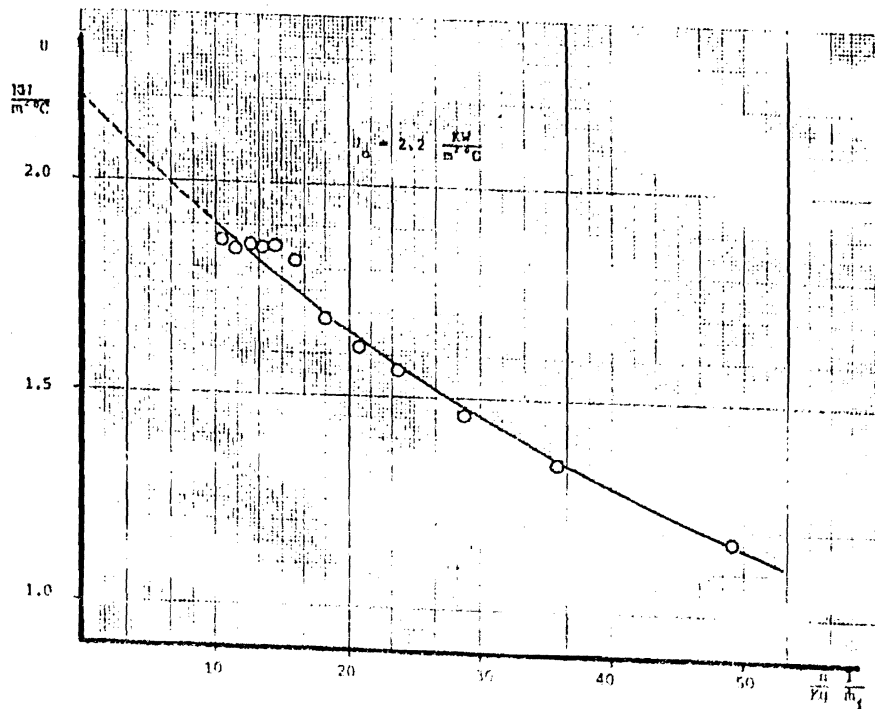


Fig. I.1.1 Atención de h_0 para $A_p = 0.0250 \text{ Kg/n}$

TABLA 1.1.2 Resultados racionalizados en la región turbulenta
 $10\ 000 \leq Re \leq 20\ 000$ para $\dot{m}_e = 0.0250$ Kg/s.

No.	\bar{h}_i KW/m ² °C	\bar{T}_F °C	ρ_f Kg/m ³	C_{p_f} KJ/Kg °C	μ_f Ns/m ² $\times 10^{-6}$	R_f KW/m ² °C $\times 10^{-4}$	Nu_i	Pr_i	$Nu_i/Pr_i^{1/3}$	Re_i
1	15.6418	28	996.3	4.1768	827.681	6.114	193.16	5.65	108.42	19 487
2	14.5912	30	995.7	4.1760	792.377	6.150	179.13	5.38	102.23	18 648
3	15.2899	29	996.0	4.1761	810.029	6.132	188.26	5.52	106.54	16 589
4	14.9905	30	995.7	4.1760	792.377	6.150	183.42	5.38	104.67	15 681
5	15.2305	31	995.4	4.1758	777.863	6.168	186.43	5.27	107.16	14 890
6	13.4581	32	995.1	4.1756	763.344	6.168	164.26	5.15	95.10	13 848
7	9.2132	34	994.4	4.1752	739.322	6.222	111.80	4.93	65.70	12 561
8	7.8668	36	993.7	4.1750	707.452	6.258	94.91	4.72	56.58	11 489
9	6.9324	37	993.3	4.1750	695.095	6.276	83.40	4.62	50.06	10 242
10	5.5353	39	992.6	4.1750	670.382	6.312	66.21	4.43	40.30	8 740
11	4.4562	42	991.4	4.1754	636.844	6.358	52.92	4.18	32.85	7 350
12	3.2320	46	989.8	4.1764	595.067	6.414	38.04	3.87	24.22	5 749
13	1.9780	53	986.7	4.1786	527.990	6.500	24.48	3.39	14.95	3 938

TABLA I.1.3 Resultados racionalizados en la región de transición
 $2\,300 < Re < 10\,000$ para $\dot{m}_c = 0.0250$ Kg/s.

No.	Re	$\left(\frac{h}{c_p \mu \rho}\right) Pr^{2/3}$ $\times 10^{-3}$	$\bar{Z}_{s,oi}$ °C	ρ Kg/m ³	c_p KJ/Kg°C	μ Ns/m ² $\times 10^{-6}$	R KW/m°C $\times 10^{-9}$	Pr	h	Nu	$Nu/Pr^{1/3}$
10	8 740	4.20	32	995.1	4.1756	763.344	6.186	4.43	5.0583	61.74	37.59
11	7 350	4.10	34	994.4	4.1752	734.322	6.222	4.18	4.1023	49.78	30.90
12	5 749	3.95	37	993.3	4.1750	695.095	6.276	3.87	3.0426	36.60	23.31
13	3 938	3.40	42	991.4	4.1754	636.844	6.358	3.39	1.7410	20.67	13.76

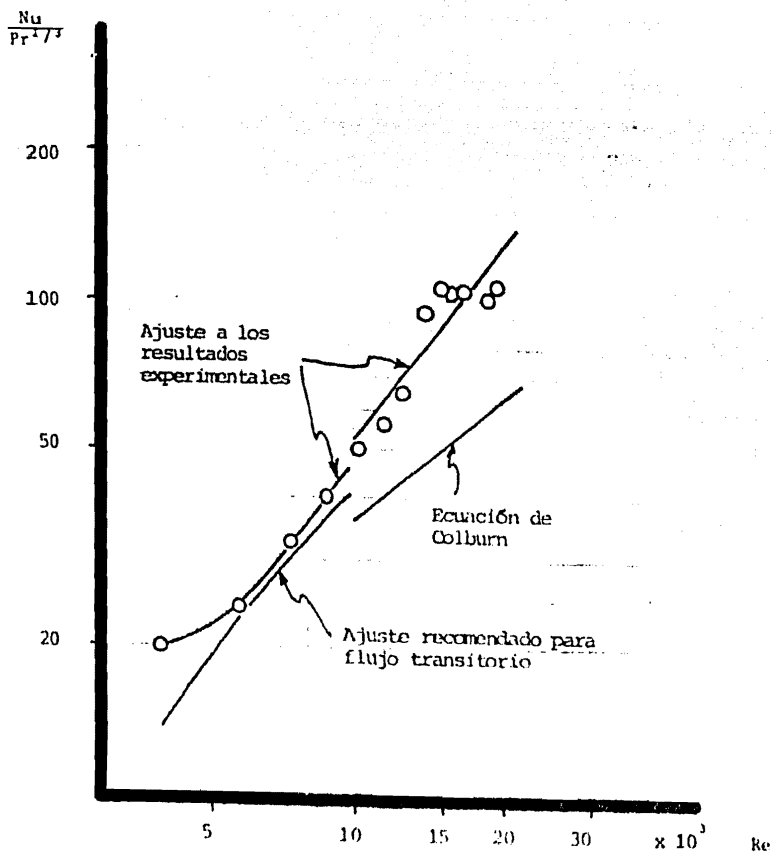


Fig 1.1.2 Resultados experimentales racionalizados para $Pr = 0.0250$ kg/s y comparación con la ecuación de Colburn

Tabla I.2.1 Resultados calculados para el flujo de masa exterior
constante de $\dot{m}_e = 0.0303 \text{ Kg/s}$.

N _o	T ₁ milivolts °C	T ₂ milivolts °C	T ₃ milivolts °C	T ₄ milivolts °C	T ₃ -T ₁ T _{sol} °C	FLUJO INTRAIÓN		ρ _i Kg/m ³	ṁ _i Kg/s x 10 ³	C _{Pi} KJ/Kg°C	Q KW	LMTD °C	U KW/m ² °C	I/ṁ _i s/Kg
						θ seg	V _i l./min.							
1	0.779 20.26	3.774 88.87	7.787 30.83	2.218 53.95	10.57 26	8	0.770	996.8	95.94	4.1776	4.2365	44.77	2.0047	10.12
2	0.788 20.28	3.788 88.73	7.798 30.20	2.226 54.13	10.92 26	10	0.900	996.8	87.71	4.1776	4.0925	44.65	1.9418	11.15
3	0.788 20.47	3.775 88.45	7.744 32.40	2.256 54.79	11.96 26	10	0.810	996.8	80.71	4.1776	4.0341	44.32	1.9283	12.39
4	0.788 20.49	3.778 88.77	7.765 32.95	2.266 55.01	12.46 27	10	0.780	996.1	77.72	4.1770	4.0450	44.19	1.9392	12.87
5	0.792 20.60	3.782 88.60	7.766 34.02	2.305 55.89	13.42 27	10	0.725	996.1	72.24	4.1770	4.0494	44.23	1.9396	13.84
6	0.798 20.75	3.777 88.99	7.759 33.40	2.336 56.56	14.65 28	10	0.695	996.3	64.26	4.1768	3.9321	43.88	1.8984	15.56
7	0.803 20.58	3.777 88.49	7.764 35.42	2.370 57.32	15.04 28	10	0.595	996.3	57.88	4.1768	3.7239	44.01	1.7926	16.87
8	0.808 21.52	3.773 88.90	7.740 36.71	2.391 57.78	15.69 29	10	0.560	996.0	55.78	4.1764	3.6551	43.80	1.7674	17.93
9	0.814 21.17	3.771 88.36	7.783 32.67	2.420 58.41	16.50 29	10	0.510	996.0	50.80	4.1764	3.5007	43.62	1.7002	19.69
10	0.821 21.35	3.765 88.24	7.827 33.64	2.455 59.20	17.29 30	10	0.480	995.7	47.79	4.1760	3.4506	43.76	1.6820	20.92
11	0.830 21.59	3.760 88.11	7.885 34.93	2.494 60.02	18.34 31	10	0.430	995.4	45.50	4.1758	3.2728	43.15	1.6093	23.36
12	0.840 21.76	3.755 88.06	7.949 36.29	2.534 60.95	19.63 31	10	0.405	994.7	40.89	4.1755	3.1341	42.86	1.5862	24.82
13	0.858 21.32	3.743 88.24	7.926 37.05	2.566 61.66	20.68 32	10	0.365	994.7	36.31	4.1755	2.9847	41.41	1.5265	27.54
14	0.867 21.18	3.741 88.68	7.891 38.10	2.643 63.32	21.48 32	10	0.320	994.1	31.91	4.1750	2.8447	40.62	1.4836	31.44
15	0.870 21.20	3.740 88.67	7.893 38.86	2.666 64.98	21.66 35	10	0.285	994.1	26.30	4.1750	2.3819	41.29	1.2221	37.96
16	0.873 21.54	3.739 88.65	7.855 39.34	2.694 66.44	22.56 37	10	0.275	994.3	24.46	4.1750	2.3028	41.80	1.2247	46.82
17	0.872 21.30	3.737 88.60	7.868 39.86	2.674 65.94	22.56 39	10	0.180	992.6	12.57	4.1750	2.0562	41.04	1.1158	55.97
18	0.879 21.79	3.731 88.47	7.848 38.83	2.638 62.12	20.04 42	10	0.190	991.4	13.88	4.1754	1.7410	37.51	0.9833	72.05

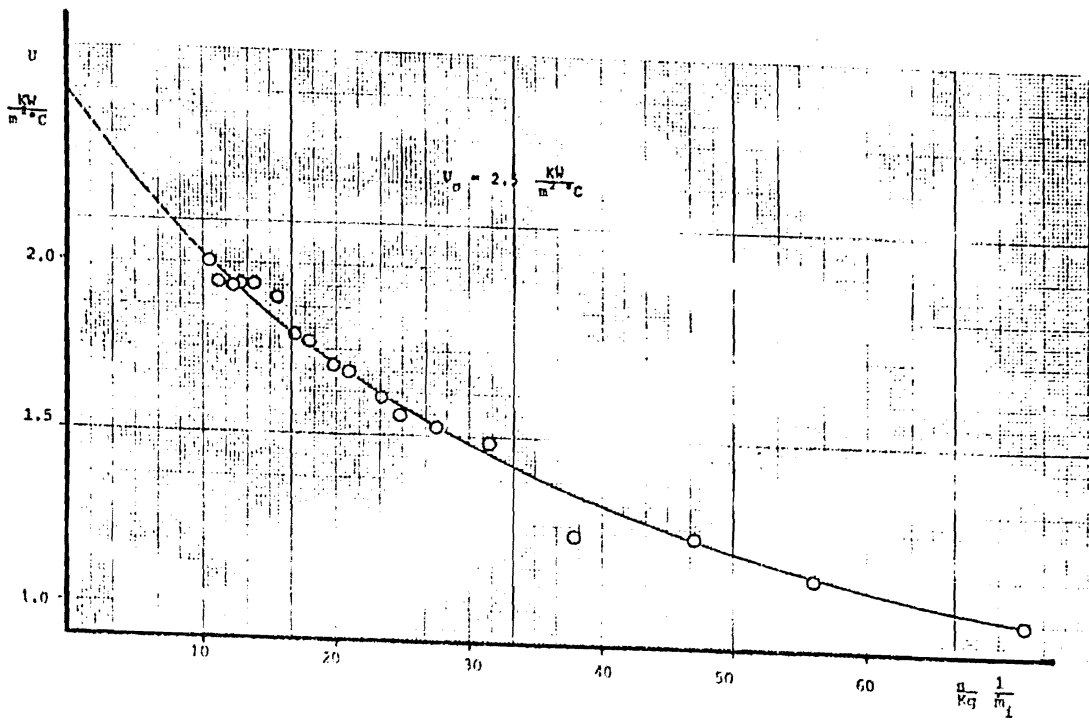


Fig 1.2.1 Obtención de u_0 para $k_{10} = 0.0303 \text{ KW/a}$

TABLA I.2.2 Resultados racionalizados en la región turbulenta
 $10\ 000 \leq Re \leq 20\ 000$ para $\dot{m}_c = 0.0303$ Kg/s.

No.	\bar{h}_i KW/m ² °C	\bar{t}_f °C	ρ_f Kg/m ³	C_{p_f} KJ/Kg °C	μ_f Ns/m ² $\times 10^{-4}$	k_f KW/m °C $\times 10^{-4}$	N_{u_i}	Pr_i	$N_{u_i}/Pr_i^{1/3}$	Re_i
1	13 0000	30	995.7	4.1760	792.377	6.150	159.59	5.38	91.08	20 396
2	11.1733	31	995.4	4.1758	777.863	6.168	136.77	5.27	78.61	19 421
3	10.8336	31	995.4	4.1758	777.863	6.168	132.61	5.27	76.22	17 480
4	11.1066	32	995.1	4.1756	763.349	6.186	135.56	5.15	78.48	17 147
5	11.1168	32	995.1	4.1756	763.349	6.186	135.68	5.15	78.55	15 938
6	10.1355	33	994.7	4.1754	748.836	6.204	123.35	5.04	71.94	14 449
7	8.1392	34	994.4	4.1752	739.322	6.222	98.76	4.93	58.04	13 588
8	7.7563	35	994.1	4.1750	719.808	6.240	93.85	4.82	55.57	13 044
9	6.8278	36	993.7	4.1750	707.452	6.258	82.37	4.72	49.11	12 082
10	6.6045	37	993.3	4.1750	695.095	6.276	79.45	4.62	47.69	11 567
11	5.8032	39	992.6	4.1750	670.382	6.312	69.41	4.43	42.25	10 736
12	5.5753	41	991.8	4.1752	647.435	6.344	66.35	4.26	40.93	10 464
13	5.0365	41	991.8	4.1752	647.435	6.344	59.44	4.26	36.97	9 430
14	4.6883	43	991.0	4.1756	626.252	6.372	55.55	4.10	34.70	8 539
15	3.0717	46	984.8	4.1764	545.067	6.414	36.16	3.87	23.02	7 432
16	3.0845	47	989.4	4.1768	525.064	6.428	36.23	3.80	23.21	6 132
17	2.5891	50	988.1	4.1780	555.056	6.470	30.21	3.58	19.74	5 105
18	2.0823	53	986.7	4.1786	527.990	6.500	24.19	3.39	16.09	4 412

TABLA I.2.3 Resultados racionalizados en la región de transición
 $2\ 300 < Re < 10\ 000$ para $\dot{m}_c = 0.0303$ Kg/s.

No.	Re	$\left(\frac{\bar{h}}{C_p \mu}\right) Pr^{2/3}$ $\times 10^{-3}$	T_{aci} °C	ρ Kg/m ³	C_p kJ/kg°C	μ Ns/m ² $\times 10^{-6}$	k kW/m°C $\times 10^{-4}$	Pr	\bar{h}	Nu	Nu/Pr ^{1/3}
13	9430	4.25	33	994.7	4.1754	748.836	6.204	5.04	4.8960	59.58	34.75
14	8539	4.25	35	994.1	4.1750	719.808	6.240	4.82	4.4184	53.46	31.65
15	7432	4.20	35	994.1	4.1750	719.808	6.240	4.82	3.6155	43.75	25.90
16	6132	4.00	37	993.3	4.1750	695.095	6.276	4.62	2.8724	34.55	20.75
17	5105	3.90	39	992.6	4.1750	670.382	6.312	4.43	2.4095	28.82	17.55
18	4412	3.70	42	991.4	4.1754	636.844	6.358	4.18	1.8458	21.92	13.61

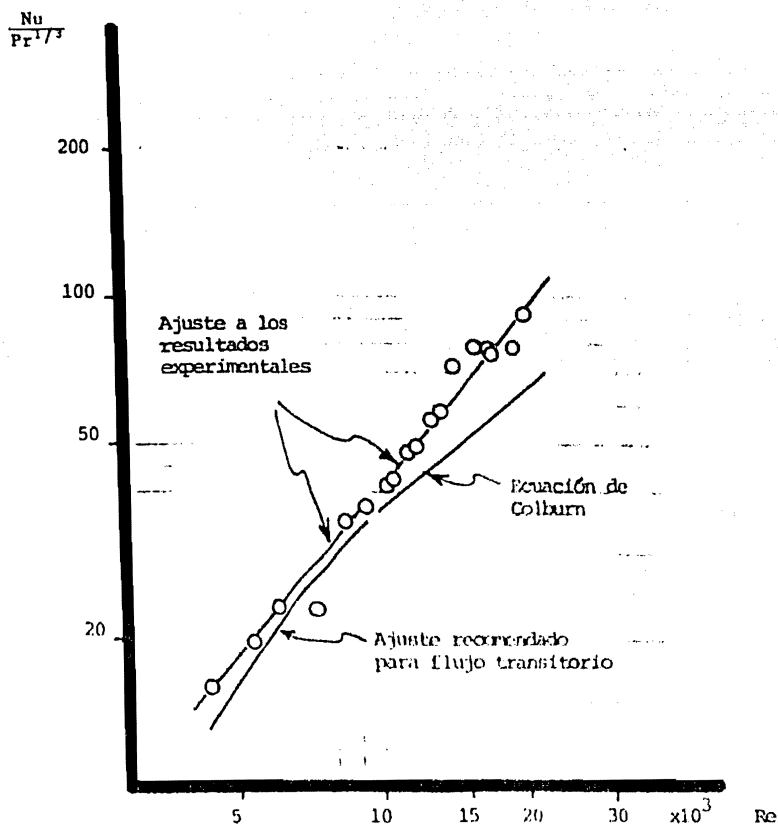


Fig I.2.2 Resultados experimentales racionalizados para $\dot{m} = 0.0303 \text{ Kg/s}$ y comparación con la ecuación de Colburn

TABLA 1.3.1 Resultados calculados para el flujo de masa exterior constante de $\dot{A}_e = 0.0132 \text{ Kg/s}$.

No.	T_1 millivolts °C	T_2 millivolts °C	T_3 millivolts °C	T_4 millivolts °C	$T_3 - T_2$ T_{cool}	FLOW INJECTION		ρ_i Kg/m ³	\dot{m}_i Kg/s $\times 10^{-3}$	C_{p_i} KJ/Kg °C	Q KW	LIMIT °C	U KJ/m ² °C	I/ \dot{m}_i S/Kg
						ρ Kg/m ³	V_i liters							
1	1.693 18.01	3.782 88.60	1.166 30.36	2.230 59.22	12.35 29	10	0.950	997.3	99.74	4.179	4.8898	46.36	2.2315	10.56
2	0.678 18.62	3.756 88.03	1.212 31.57	2.263 59.95	13.95 25	10	0.885	997.1	88.24	4.178	5.1431	46.24	2.3563	11.33
3	0.686 17.83	3.756 88.03	1.256 32.71	2.294 55.63	14.88 25	10	0.805	997.1	80.27	4.178	4.9901	46.01	2.2976	12.46
4	0.692 17.99	3.755 88.00	1.295 33.73	2.319 56.19	15.74 26	10	0.750	996.8	79.76	4.178	4.9164	45.77	2.2756	13.38
5	0.647 18.12	3.753 87.96	1.336 34.80	2.347 56.81	16.68 26	10	0.690	996.8	68.78	4.178	4.7932	45.54	2.2298	14.54
6	0.703 18.33	3.749 87.97	1.383 36.03	2.377 57.97	17.70 27	10	0.640	996.5	63.78	4.178	4.7163	45.19	2.2110	15.68
7	0.711 18.48	3.748 87.85	1.435 36.60	2.410 58.20	18.12 28	10	0.580	996.3	57.79	4.177	4.3736	45.29	2.0491	17.31
8	0.736 19.14	3.740 87.67	1.506 39.18	2.446 59.22	19.09 29	10	0.530	996.0	52.79	4.176	4.1972	44.42	1.9423	18.94
9	0.737 19.16	3.741 87.69	1.577 39.75	2.505 60.31	20.59 29	10	0.470	996.0	46.81	4.176	4.0251	44.46	1.9179	21.36
10	0.741 19.27	3.738 87.63	1.642 41.19	2.550 61.31	21.72 30	10	0.430	995.7	42.82	4.176	3.9192	44.00	1.8785	23.36
11	0.751 19.53	3.738 87.63	1.718 42.87	2.601 62.44	23.31 31	10	0.375	995.4	37.33	4.176	3.6382	43.83	1.7585	26.79
12	0.763 19.84	3.733 87.52	1.796 44.60	2.657 63.68	24.76 32	10	0.335	995.1	33.34	4.176	3.4469	43.38	1.6833	30.00
13	0.777 20.26	3.725 87.31	1.874 46.77	2.710 65.19	27.41 34	10	0.290	994.9	28.84	4.175	3.1917	42.76	1.5813	34.68
14	0.802 20.86	3.723 87.29	1.989 49.10	2.800 66.84	28.24 35	10	0.250	994.1	24.85	4.175	2.9302	41.96	1.4759	40.24
15	0.827 21.51	3.723 87.12	2.124 49.87	2.902 69.10	30.36 37	10	0.200	993.3	19.87	4.175	2.5181	41.11	1.2976	50.39
16	0.843 22.17	3.724 87.02	2.295 55.66	3.016 72.30	32.95 39	10	0.150	992.6	14.89	4.176	2.0982	39.82	1.0897	67.16
17	0.845 25.40	3.706 86.92	2.635 63.19	3.218 76.11	37.29 45	10	0.100	992.2	9.90	4.176	1.5920	35.33	0.9246	101.00
18	1.170 30.47	3.696 86.70	3.209 75.91	3.372 79.52	45.44 53	10	0.055	986.7	5.73	4.179	1.0305	25.27	0.8639	189.27

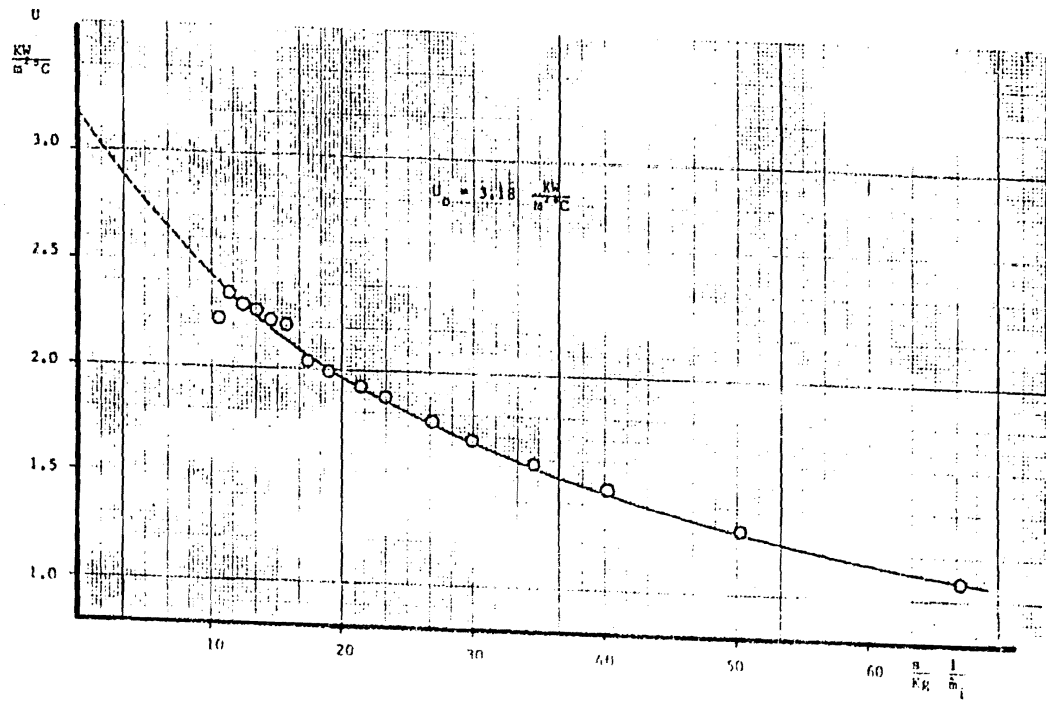


Fig 1.3.1 Obtención de U_0 para $\dot{m}_u = 0.0332 \text{ Kg/s}$

TABLA 1.3.2 Resultados racionalizados en la región turbulenta
 $10\ 000 \leq Re \leq 20\ 000$ para $\dot{m}_c = 0.332$ Kg/s.

No.	\bar{h}_i KW/m ² °C	\bar{z}_f °C	ρ_f Kg/m ³	C_{P_f} KJ/Kg °C	μ_f Ns/m ² $\times 10^{-4}$	R_f KW/m ² $\times 10^{-4}$	N_{u_i}	Pr_i	$N_{u_i}/Pr_i^{1/4}$	Re_i
1	7.4358	31	995.4	4.1758	777.863	6.168	117.95	5.27	67.80	20500
2	11.6586	31	995.4	4.1758	777.863	6.168	142.71	5.27	82.03	19097
3	10.6142	31	995.4	4.1758	777.863	6.168	129.92	5.27	74.68	17373
4	10.2576	33	994.7	4.1754	748.836	6.204	124.83	5.04	72.81	16801
5	9.5681	33	994.7	4.1754	748.836	6.204	116.44	5.04	67.91	15458
6	9.3039	34	994.4	4.1752	734.321	6.222	112.90	4.93	66.35	14617
7	7.3811	36	993.7	4.1750	707.452	6.258	89.05	4.72	53.09	13740
8	6.8480	37	993.3	4.1750	695.095	6.276	82.38	4.62	49.45	12773
9	6.2004	38	993.0	4.1750	682.739	6.294	74.38	4.53	44.96	11527
10	5.8895	39	992.6	4.1750	670.382	6.312	70.45	4.43	42.88	10738
11	5.0488	41	991.8	4.1752	647.135	6.372	59.82	4.24	36.95	9688
12	4.5905	42	991.4	4.1754	636.844	6.358	54.51	4.18	33.83	8796
13	4.0377	45	990.2	4.1760	605.070	6.400	47.63	3.95	30.14	8004
14	3.5336	46	989.8	4.1764	595.067	6.414	41.54	3.87	26.48	7012
15	2.8146	49	988.5	4.1776	565.059	6.456	32.42	3.66	21.37	5902
16	2.1289	52	987.1	4.1784	532.012	6.490	24.77	3.46	16.38	4650
17	1.6743	58	984.2	4.1802	486.980	6.556	17.28	3.11	13.22	3408
18	1.5234	62	982.2	4.1822	457.168	6.600	14.43	2.90	12.23	1994

TABLA I.3.3 Resultados racionalizados en la región de transición
 $2\ 300 < Re < 10\ 000$ para $\dot{m}_e = 0.0332\ \text{Kg/s}$.

No.	Re	$\left(\frac{\bar{h}}{c_p u_p}\right) Pr^{2/3}$ $\times 10^3$	Z_{loci} $^{\circ}\text{C}$	ρ Kg/m^3	C_p $\text{KJ/Kg}^{\circ}\text{C}$	μ Ns/m^2 $\times 10^6$	k $\text{KW/m}^{\circ}\text{C}$ $\times 10^4$	Pr	\bar{h}	Nu	$Nu/Pr^{1/3}$
11	9688	4.30	31	995.4	4.1758	777.863	6.168	5.27	4.9440	60.52	39.76
12	8796	4.35	32	995.1	4.1756	763.349	6.186	5.15	4.5359	55.36	32.06
13	8004	4.30	34	994.4	4.1752	734.322	6.222	4.93	3.9926	48.45	28.47
14	7012	4.25	35	994.1	4.1750	719.808	6.240	4.82	3.4516	41.76	24.72
15	5902	4.05	37	993.3	4.1750	695.095	6.276	4.62	2.7054	32.55	19.54
16	4650	3.75	39	992.6	4.1750	670.382	6.312	4.43	1.9305	23.09	14.06
17	3408	3.00	45	990.2	4.1760	605.070	6.400	3.95	1.1087	13.08	8.27
18	1994	2.10	53	986.7	4.1786	527.990	6.500	3.39	0.4716	5.48	3.65

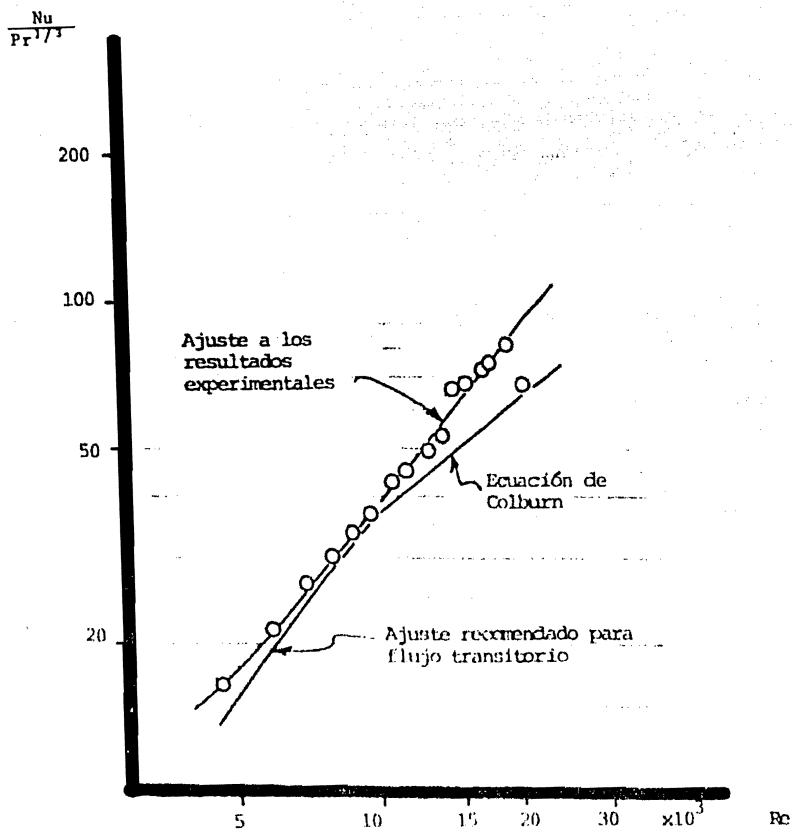


Fig 1.3.2 Resultados experimentales racionalizados para $\dot{m} = 0.0332 \text{ Kg/s}$ y comparación con la ecuación de Colburn

APENDICE II

Se muestran gráficas de las pruebas experimentales de temperatura de salida t_s contra el gasto interior \dot{m}_i y de calor Q transmitido contra el gasto interior \dot{m}_i , de tres gastos constantes en la región anular, de $\dot{m}_e = 0.0250$ Kg/s, $\dot{m}_e = 0.0303$ Kg/s y $\dot{m}_e = 0.0332$ Kg/s.

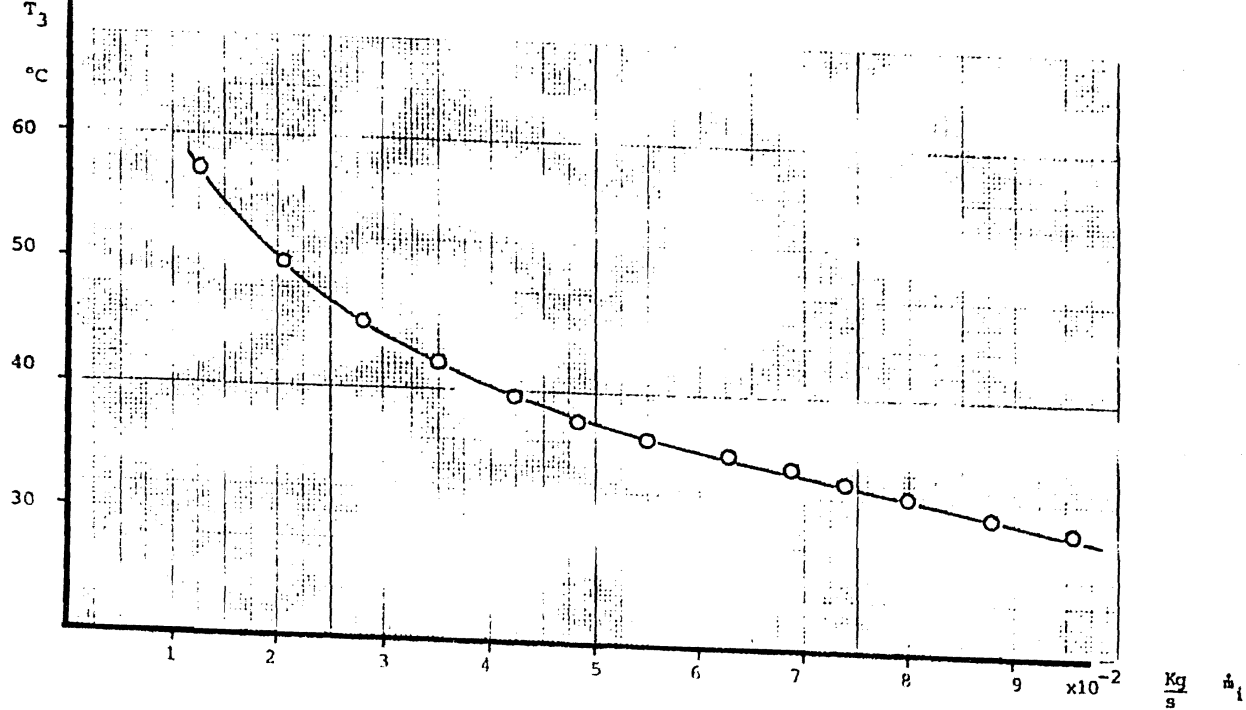


Fig II.1.1 Variación de temperatura de salida t_3 en función del gasto interior \dot{m}_1 para el flujo de masa exterior constante de $\dot{m}_e = 0.0250 \text{ Kg/s}$

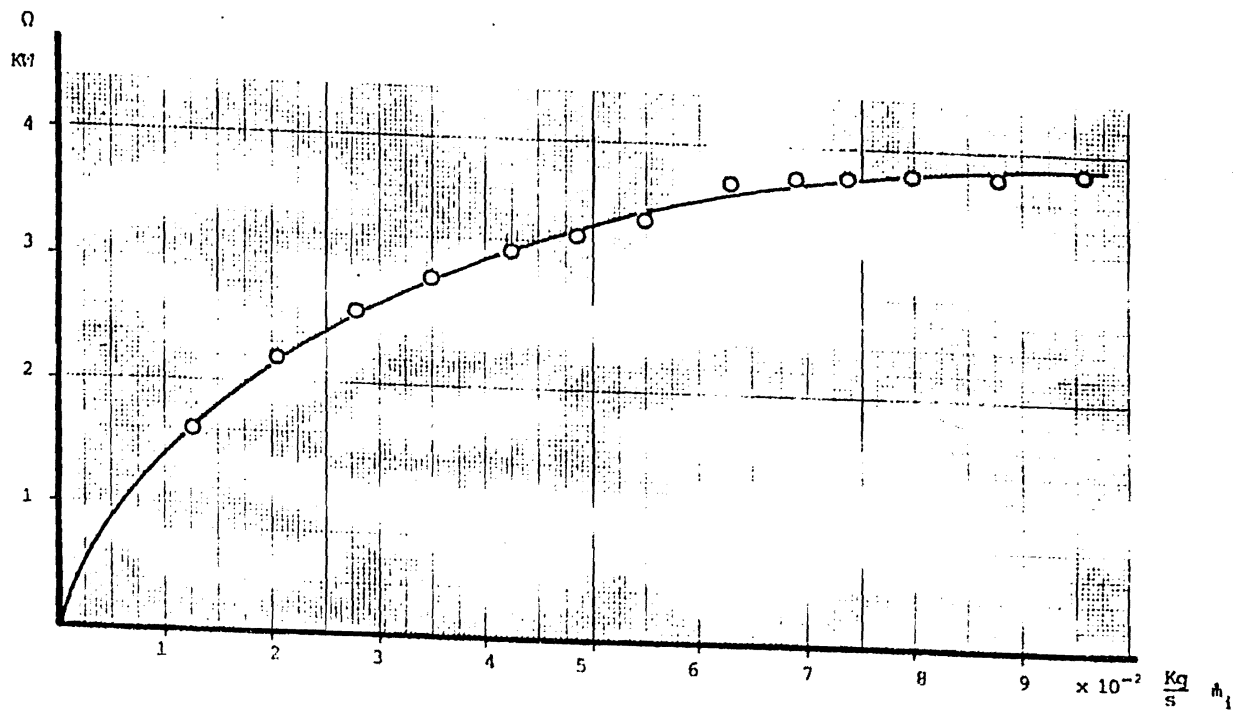


Fig II.1.2 Variación del calor transmitido Q en función del gasto interior m_i para el flujo de masa exterior constante de $\dot{m}_e = 0.0250 \text{ Kg/s}$

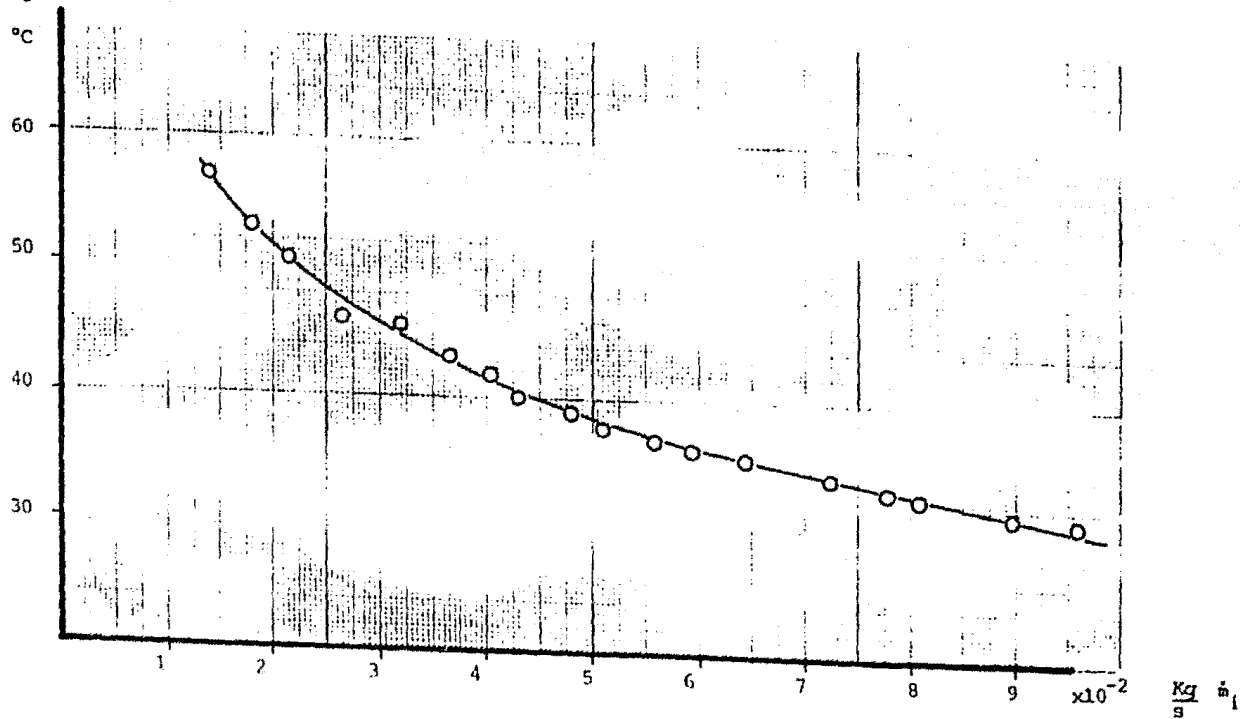


Fig II.2.1 Variación de t_1 en función de \dot{m}_1 para $\dot{m}_e = 0.0303 \text{ Kg/s} =$ constante

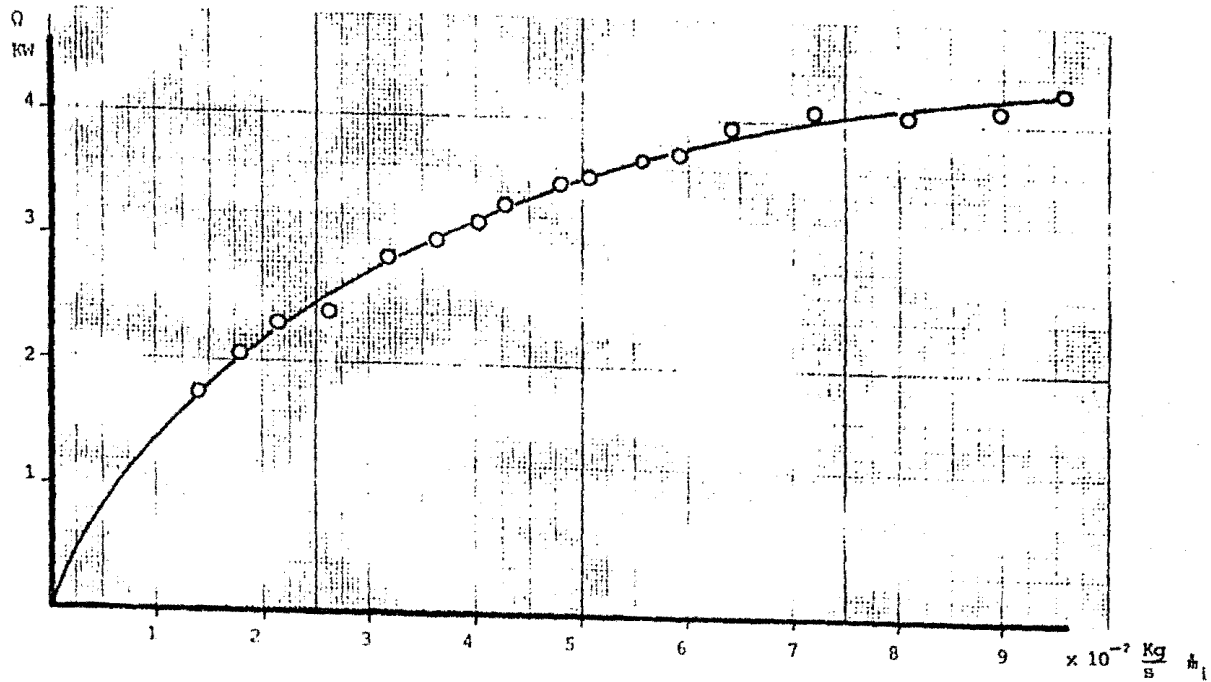


Fig II.2.2 Variación de Q en función de \dot{m}_i para $\dot{m}_e = 0.0303 \text{ Kg/s} =$ constante

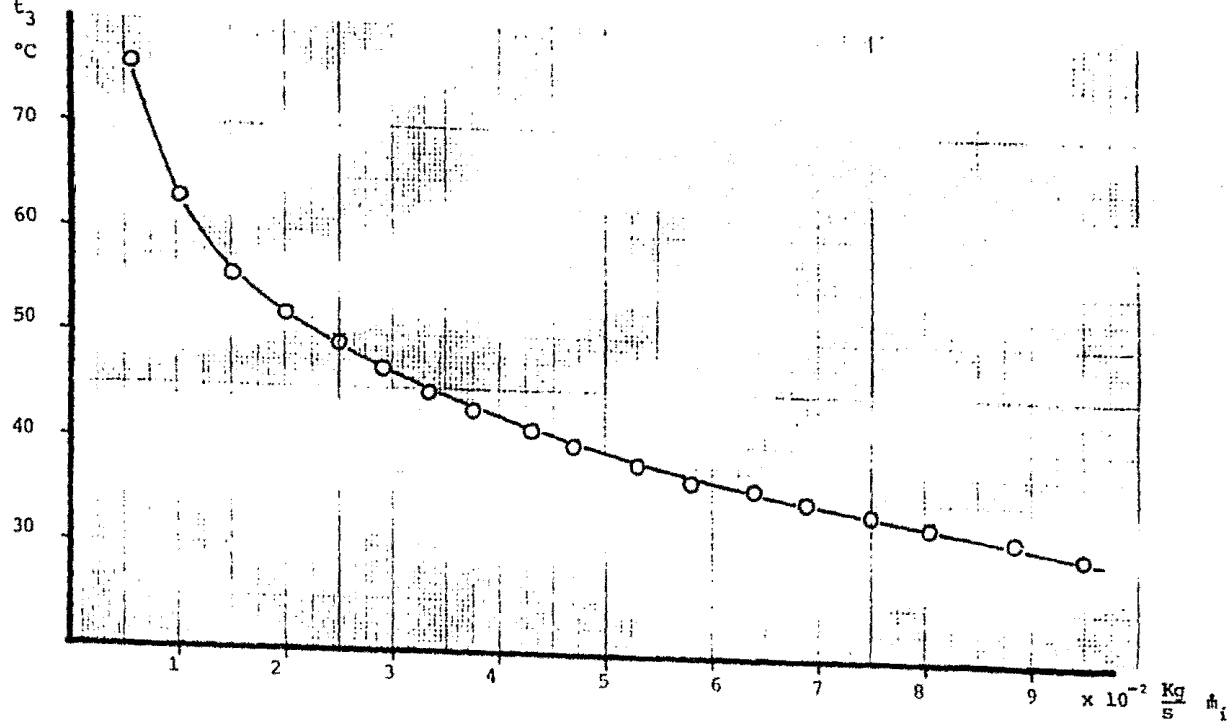


Fig II.3.1 Variación de t_3 en función de \dot{m}_i para $\dot{m}_c = 0.0332 \text{ Kg/s} =$ constante

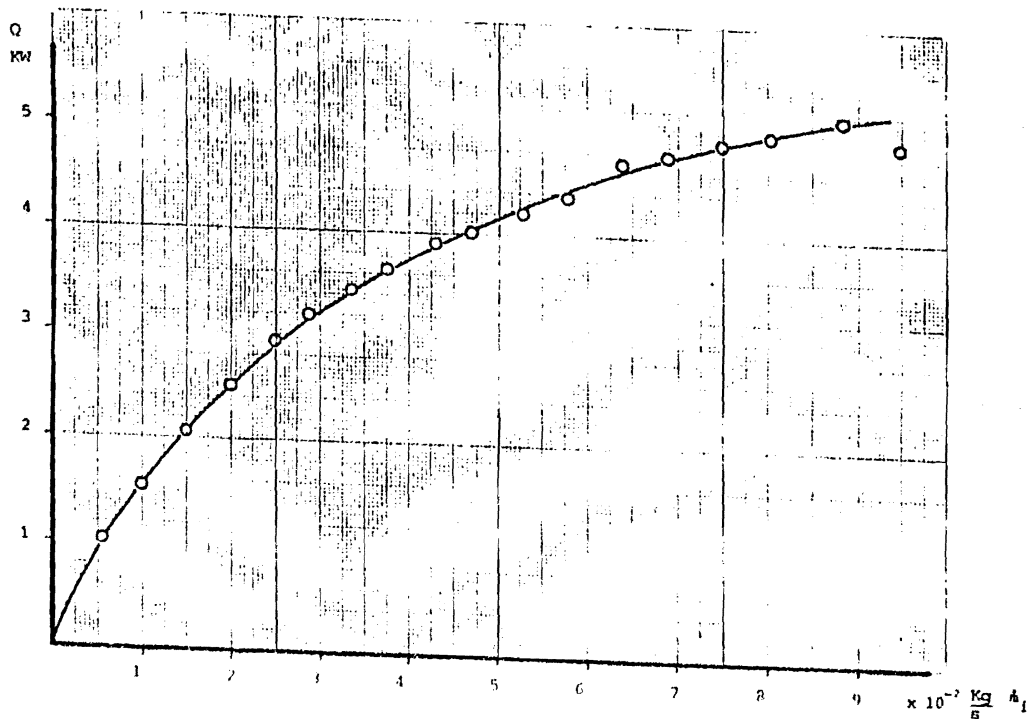


Fig II.3.2 Variación de Q en función de h_1 para $\mu_v = 0.0332 \text{ Kg/u}$ constante

APENDICE III

Se muestra la curva de calibración de los termopares de cobre-constantán y la tabla de las propiedades termodinámicas del agua tomada de la ref 7.

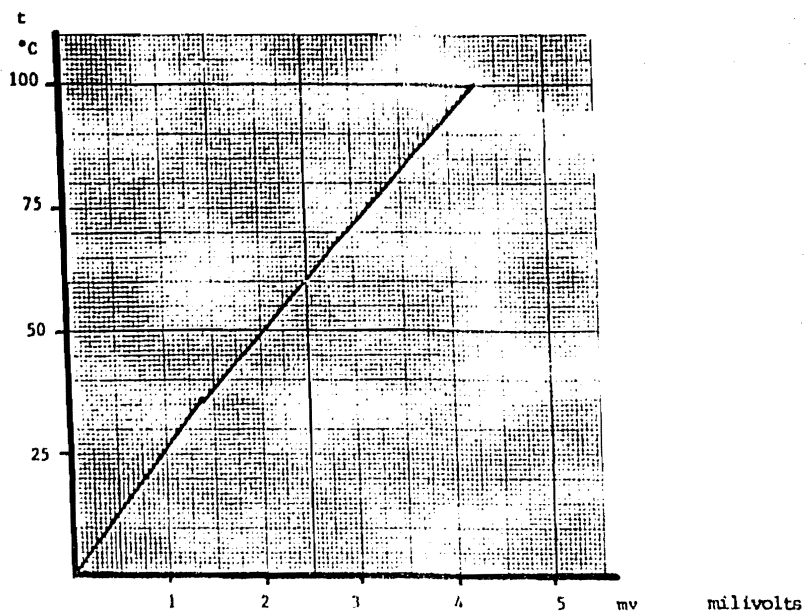


Fig 1 Curva de calibración de los termopares de cobre-constantán

Temperatura		Densidad	Coeficiente de expansión térmica		Calor específico		Conductividad térmica		Difusividad térmica		Viscosidad absoluta		Viscosidad cinética		Número Prandtl
t	T		ρ	$\beta \times 10^4$	c_p	$c_{p,2}$	k	$\alpha \times 10^4$	$\nu \times 10^6$	$\nu_{eff} \times 10^6$	$\mu \times 10^4$	$\mu_{eff} \times 10^4$	$\nu \times 10^6$	$\nu_{eff} \times 10^6$	
°C	°F	kg/m ³	1/K	kcal/kg K	Btu/lb K	kcal/m K	W/m K	m ² /s	cm ² /s	kg/m ²	N/cm ²	cm ² /s	ft ² /s		
0	32	999.9	-0.7	1.0001	4.226	0.480	0.558	0.131	182.9	1703.636	1.793	13.3			
5	37	1000.0	-	1.0004	4.206	0.488	0.568	0.135	186.5	1634.741	1.771	11.4			
10	47	999.7	0.95	1.0014	4.195	0.496	0.577	0.137	187.2	1576.439	1.764	9.5			
15	57	999.1	-	1.0028	4.187	0.505	0.587	0.141	185.8	1525.630	1.761	8.1			
20	67	998.2	2.1	0.9998	4.182	0.513	0.597	0.143	181.3	1473.454	1.765	7.0			
25	77	997.1	-	0.9994	4.176	0.521	0.606	0.146	180.8	1420.637	1.764	6.1			
30	87	995.7	3.0	0.9995	4.170	0.529	0.615	0.149	180.8	1372.777	1.765	5.4			
35	97	994.1	-	0.9991	4.175	0.537	0.624	0.150	174.4	1329.890	1.725	4.8			
40	107	992.2	3.9	0.9994	4.175	0.544	0.633	0.151	171.1	1292.026	1.694	4.3			
45	117	990.2	-	0.9996	4.176	0.550	0.640	0.155	161.3	1260.070	1.633	3.9			
50	127	987.1	4.4	0.9998	4.178	0.556	0.647	0.157	160.6	1235.054	1.556	3.55			
55	137	985.7	-	0.9997	4.179	0.561	0.652	0.158	157.0	1209.980	1.517	3.27			
60	147	983.2	5.3	0.9993	4.181	0.566	0.658	0.159	141.1	1181.770	1.478	3.00			
65	157	980.6	-	0.9993	4.184	0.570	0.663	0.161	144.4	1158.415	1.443	2.76			
70	167	977.9	5.8	1.0000	4.187	0.574	0.669	0.163	141.2	1143.134	1.415	2.55			
75	177	974.9	-	1.0008	4.190	0.577	0.671	0.164	138.4	1136.175	1.394	2.37			
80	187	971.8	6.3	1.0013	4.194	0.579	0.673	0.165	135.9	1132.959	1.364	2.21			
85	197	968.7	-	1.0026	4.198	0.581	0.676	0.166	133.5	1132.523	1.333	2.04			
90	207	965.3	7.6	1.0036	4.202	0.585	0.678	0.167	131.5	1134.959	1.320	1.95			
95	217	961.8	-	1.0046	4.206	0.585	0.680	0.168	129.9	1139.236	1.316	1.84			
100	227	958.4	7.5	1.0057	4.211	0.586	0.682	0.169	127.3	1147.528	1.314	1.75			
110	267	951.0	8.0	1.0090	4.224	0.598	0.694	0.170	121.0	1131.972	1.268	1.57			
120	297	943.5	8.5	1.0130	4.232	0.609	0.695	0.171	114.0	1113.350	1.244	1.43			
130	337	934.8	9.1	1.0150	4.250	0.609	0.696	0.172	111.6	1091.624	1.220	1.32			
140	377	926.3	9.7	1.0167	4.257	0.608	0.694	0.172	107.3	1071.620	1.210	1.23			
150	427	916.9	10.3	1.0200	4.270	0.608	0.694	0.173	104.6	1053.346	1.201	1.17			
160	477	907.6	10.8	1.0234	4.285	0.605	0.695	0.173	102.5	1037.731	1.191	1.10			
170	487	897.1	11.5	1.0250	4.296	0.604	0.693	0.173	100.0	1024.259	1.181	1.05			
180	457	886.6	12.1	1.0260	4.295	0.603	0.693	0.172	98.5	1012.003	1.173	1.01			
190	467	876.0	12.8	1.026	4.293	0.602	0.690	0.171	94.8	1001.130	1.166	0.97			
200	477	867.8	13.5	1.025	4.291	0.599	0.685	0.170	94.2	1000.294	1.160	0.95			
210	487	857.4	14.3	1.024	4.289	0.597	0.685	0.169	93.4	1001.479	1.154	0.92			
220	497	847.0	15.2	1.023	4.285	0.593	0.682	0.167	91.7	1004.644	1.149	0.90			
230	507	837.3	15.7	1.022	4.280	0.588	0.681	0.164	92.2	1009.641	1.145	0.87			
240	517	829.0	17.2	1.021	4.271	0.585	0.674	0.162	91.6	1013.757	1.141	0.85			
250	527	820.7	18.4	1.021	4.267	0.581	0.670	0.160	91.2	1019.734	1.137	0.86			
260	537	814.0	19.0	1.020	4.262	0.577	0.667	0.156	90.7	1024.971	1.135	0.86			
270	547	807.9	21.1	1.020	4.255	0.570	0.660	0.152	90.4	1031.903	1.133	0.87			
280	557	803.0	21.8	1.020	4.244	0.560	0.648	0.147	90.0	1039.063	1.131	0.87			
290	567	800.0	26.5	1.020	4.245	0.480	0.650	0.140	89.6	1044.144	1.129	0.89			
300	577	800.0	27.5	1.020	4.240	0.485	0.654	0.137	84.4	1047.182	1.128	0.89			
310	587	800.0	31.5	1.020	4.235	0.446	0.650	0.122	80.0	1048.260	1.128	1.05			
320	597	800.0	38.0	1.020	4.230	0.425	0.644	0.112	80.7	1048.310	1.128	1.13			
330	598	800.0	-	1.020	4.225	0.405	0.641	0.104	80.5	1048.257	1.127	1.18			
340	600	800.0	47.5	1.020	4.220	0.402	0.638	0.101	80.3	1048.295	1.127	1.25			
340	613	800.0	47.6	1.020	4.160	0.376	0.611	0.098	79.5	1047.433	1.127	1.45			
350	623	800.0	-	2.27	9.275	0.344	0.460	0.076	74.4	1048.509	1.127	1.67			
360	633	800.0	-	2.35	9.856	0.306	0.356	0.057	68.6	1048.095	1.127	1.91			
370	643	800.0	-	2.79	11.670	0.252	0.291	0.048	58.8	1048.079	1.127	2.18			

1 cal = 1 kcal/m² = 0.00042 Btu/m² = 0.00042 Btu1 kcal = 4.1868 kJ
1 kcal/m² = 1.163 W

Fig 2

Tabla de propiedades termodinámicas del agua

APENDICE IV

Se muestra el artículo "Interacción entre coeficientes de película",
como resultado del avance de esta investigación.

INTERACCION ENTRE COEFICIENTES DE PELICULA

José Luis Fernández Zayas

Profesor, Facultad de Ingeniería, e Investigador, Instituto de Ingeniería, U.N.A.M., México 20, D.F.

Norberto Chargoy del Valle

Ayudante de Investigador, Instituto de Ingeniería, U.N.A.M.

Abstract

It has been known (1-3)* that pulsating of a fluid or induced vibrations, either at a heat transfer surface or at the working fluid itself, can cause substantial increase in the heat transfer capacity of a heat exchanger without much increase in the pressure drop. A technique has been developed to increase (4) heat transfer through pulsation of the fluid at an advantageous cost of energy consumed in the process. This paper describes a phenomenon, still under study, that may indicate that the vibrations imparted on a heat transfer surface by one of the fluids in a heat exchanger (i.e., the outside flow), may induce an appreciable heat-transfer coefficient enhancement in the fluid flowing on the opposite side of the tubes (i.e., the inside flow). Thus the classical theory of determining a "global" heat transfer coefficient to describe the heat capacity of a heat exchanger is questioned.

The work described in this paper is based on a water to water heat exchanger of the concentric tube type. The conclusions refer to three mass flow rates on the outside of the tubes with an infinite variation of the inside flow. The disturbing findings have propiciated this publication at a seemingly early stage in order to invite experts in the field to discuss and corroborate the results. A detailed description of the method employed is therefore made, so as to facilitate the detection of mistakes committed.

* Nota: Los números en paréntesis se refieren a la lista de referencias del final de este artículo.

ARTICULO PRESENTADO EN EL
V CONGRESO DE LA ACADEMIA
NACIONAL DE INGENIERIA.
MORELIA, MICH., 19-21 DE
SEPTIEMBRE DE 1979.

INTRODUCCION

Se sabe (refs 1-3) que las pulsaciones de un fluido o la producción de vibraciones ya sean en el fluido mismo o en una superficie de intercambio de calor, producen a su vez una intensificación de los coeficientes de transferencia de calor, o de película, sin variar mucho la caída de presión. Ya se ha propuesto una técnica (4) para mejorar los coeficientes de transferencia térmica por pulsaciones en el fluido con ventaja de costos en el diseño y operación de intercambiadores de calor. En este artículo se describe un fenómeno, que aún se encuentra bajo estudio, que indica que uno de los fluidos que circulan en un cambiador de calor puede producir en forma directa la intensificación apreciable del coeficiente de película del fluido del otro lado de los tubos. La teoría clásica que determina un "coeficiente global" de transferencia de calor, para determinar la capacidad térmica de un cambiador de calor puede entonces no describir su funcionamiento en forma adecuada.

Este fenómeno puede explicar el incremento real de la capacidad térmica de un cambiador de calor con respecto a la capacidad teórica (5). Puede también ser un elemento fundamental en la decisión del diseño de un cambiador de calor de cualquier tipo. Dado que las experiencias adquiridas durante este trabajo fueron obtenidas en un sencillo cambiador de doble tubo, se describe en detalle el método experimental con el propósito de invitar a otros investigadores a revisar los resultados experimentales y comprobar su reproductibilidad.

Bases teóricas

La cantidad de calor que fluye dada una superficie sólida a un fluido, por conducción a través de una película delgada del fluido, se suele evaluar como

$$q_k = -kA \left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_y = 0$$

donde $(\partial T/\partial y)_{y=0}$ es el gradiente térmico del fluido de conductividad k , y el área efectiva de conducción es A . Se define el flujo de calor por convección $q_c = q_k$ como

$$q_c = h A (T_s - T_\infty)$$

donde la temperatura de la superficie es T_s , la del fluido es T_∞ y donde h es el coeficiente de convección, o de película. En realidad esta expresión es la definición de h . Combinando las dos relaciones anteriores.

$$h = -k \frac{(\partial T/\partial y)_{y=0}}{T_s - T_\infty}$$

Se advierte que en esta relación con la cual se define el número adimensional de Nusselt (5), se desprecia la magnitud del coeficiente de transmisión de calor por convección del otro lado de la pared de un tubo de un cambiador de calor. En forma similar a la anterior se define el coeficiente convectivo del otro lado de la pared. Llamando h_i al coeficiente del interior del tubo y h_e al coeficiente del exterior, se define el "coeficiente global de transmisión de calor", U , como

$$U^{-1} = \frac{\Lambda_e}{\Lambda_i h_i} + R_k + \frac{1}{h_e} \quad (\text{ec } 1)$$

siendo las unidades de U , $\text{kw/m}^2\text{°C}$ (o $\text{BTU/h ft}^2\text{°F}$ en sistema inglés), donde R_k es la resistencia conductiva de la pared del tubo y el coeficiente U está basado en el área externa del tubo, A_e . Así, se especifica la capacidad térmica del cambiador en términos de la diferencia de temperaturas media logarítmica como

$$Q = UA_e \Delta T_{LM}$$

La determinación empírica de los coeficientes \bar{h}_i , \bar{h}_e , suele hacerse en condiciones de laboratorio profundamente disimilares de las que predominan en un cambiador convencional de tubos metálicos de pared delgada (5). Los resultados experimentales con los que se determina el número de Nusselt como función de los números de Reynolds y de Prandtl, se obtienen en aparatos donde uno de los fluidos cambia de fase (en condiciones de temperatura de pared constante) o donde el flujo de calor (constante) se obtiene, ya sea calentando el tubo con calentadores eléctricos de resistencia, o aplicando directamente un potencial eléctrico al tubo (convirtiéndolo en un calefactor eléctrico). Así, los aparatos por medio de los cuales se determina el coeficiente \bar{h}_e suelen ser barras sólidas operando en forma muy similar a un anemómetro de hilo caliente.

Se desea enfatizar que la misma práctica de determinación experimental de las ecuaciones de Nusselt implican la absoluta independencia de cada coeficiente de convección con respecto al otro coeficiente. En este trabajo se postula que el flujo de un lado de la pared afecta la magnitud del coeficiente de convección del lado opuesto de la pared en forma significativa, al menos en la geometría estudiada de flujo anular

en un cambiador de tubos concéntricos.

Método experimental

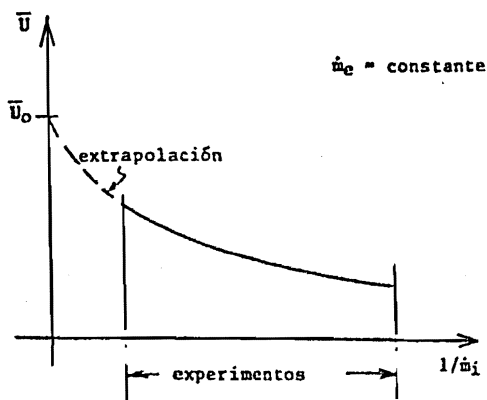
Este método se desarrolló para el estudio de un cambiador de tubos concéntricos con flujo turbulento a ambos lados de la superficie de intercambio térmico, pero es aplicable a cualquier cambiador de calor.

En general, $\bar{h} \sim \bar{u}$, la velocidad media de flujo, de modo que cuando $\bar{u} \rightarrow \infty$ también $\bar{h} \rightarrow \infty$. Llamando \dot{m} al flujo másico y reteniendo los subíndices i, e para denotar condiciones en el interior o en el exterior respectivamente de la superficie de intercambio de calor, la ec 1 toma los valores

$$U^{-1} = R_k + \bar{h}_e^{-1} \quad \text{cuando } \dot{m}_i \rightarrow \infty \text{ o bien,}$$

$$U^{-1} = \frac{Ac}{A_i h_i} + R_k \quad \text{cuando } \dot{m}_e \rightarrow \infty$$

La solución $U^{-1} = R_k$ cuando $\dot{m}_i \rightarrow \infty$, $\dot{m}_e \rightarrow \infty$ es irrelevante en este contexto. Se hace una serie de pruebas manteniendo uno de los flujos másicos constante y variando el otro flujo desde el máximo permisible por la instalación experimental hasta el límite inferior del flujo turbulento ($Re = 10,000$). Con los resultados de las pruebas, se hace una correlación de U vs $1/\dot{m}_i$ (variable) como se ilustra en la gráfica que sigue:



La correlación resultante es de forma logarítmica y proporciona una solución finita al extrapolar para $\dot{m}_i \rightarrow \infty$ (o sea, $1/\dot{m}_i = 0$). El valor así obtenido para U permite calcular directamente el valor de \bar{h}_e . Con este valor se obtiene una relación explícita de \bar{h}_i vs \dot{m}_i , utilizando los mismos valores experimentales mencionados, y de ahí se determina la ecuación de Nusselt correspondiente. El mismo procedimiento es válido para \dot{m}_i constante, \dot{m}_e variable, obteniendo de este modo la ecuación de Nusselt para el flujo externo.

Puede esperarse que, al usar este procedimiento para conocer $Nu_i = f(Re_i, Pr_i)$, el valor constante de \dot{m}_e es inmaterial; la misma ecuación para Nu_i debe obtenerse con distintos valores constantes de \dot{m}_e . Esta situación no es real cuando el flujo externo afecta al tubo, como por ejemplo al inducir vibraciones debidas a la turbulencia o al meca-

nismo de bombeo del fluido del exterior. En este caso la ec 1 ya no es válida.

Aparato experimental

Las siguientes dos figuras describen el aparato experimental. La fig 1 es una copia de una fotografía del aparato, tomada durante los trabajos de laboratorio reportados en seguida. La fig 2 ilustra esquemáticamente el arreglo del aparato de laboratorio. El cambiador de calor ensayado aislado térmicamente (con material de asbesto) está formado de tubos de cobre de dimensiones comerciales. El tubo interior tiene diámetros interior y exterior de 7.55 mm y 9.70 mm respectivamente, y los diámetros correspondientes del tubo exterior son de 13.84 mm y 15.88 mm. La longitud efectiva del cambiador es de 1549 mm. Por el tubo interior circula agua fría cuya temperatura se homogeniza en un tanque de 200 litros. De otro tanque de 200 litros se toma el agua caliente que circula por el espacio anular entre los tubos (flujo externo). Este segundo tanque tiene una resistencia eléctrica de 5 kw para calentar el agua. Existe una bomba centrífuga de 1/4 HP para alimentar cada uno de los fluidos al cambiador, provistas ambas con un partididor de flujos para controlar el gasto. Las válvulas de control de flujo son de aguja; todas las conexiones son de 1/2" nominal. El agua que ha circulado por el cambiador se tira al drenaje a presión constante.

A la salida de cada fluido hay un pequeño recipiente aislado térmicamente con material de fibra de vidrio, donde se mide la temperatura de

mezcla. La fig 2 muestra las posiciones a, b, c y d de los termopares de prueba. En la fig 1 se aprecian también los piezómetros por medio de los cuales se mantiene constante el gasto.

Resultados

Con los datos de las pruebas se efectuó un balance térmico para cada valor del flujo de masa variable. (Para abreviar la presentación, se discuten únicamente los casos en que el flujo de masa variable corresponde al interior del tubo). El balance térmico de cada corrida experimental permite calcular un valor del coeficiente \bar{h}_i , o sea, llamando U_0 al valor de U (ec 1) para $\dot{m}_i \rightarrow \infty$, $\dot{m}_e = \text{constante}$, se calculó \bar{h}_e como

$$\bar{h}_e = \text{const} = \left[U_0^{-1} - R_k \right]^{-1} \quad (\text{ec 2})$$

$\dot{m}_e = \text{const.}$

y con este resultado se obtiene, para cada valor experimental donde \dot{m}_i es finito, un valor de \bar{h}_i dado por

$$\bar{h}_i = \frac{A_e}{A_i} \left[U^{-1} - U_0^{-1} \right]^{-1}$$

Del orden de 20 corridas fueron necesarias para determinar cada valor de U_0 ; esto es, para cada valor constante de \dot{m}_e se disponen de unos veinte valores de \dot{m}_i y por tanto de \bar{h}_i . Se puede hacer así una representación de \dot{m}_i vs \bar{h}_i , o más generalmente, del no de Reynolds vs el cociente del número de Nusselt entre el de Prandtl a la potencia 1/3, comparando con la ecuación de Ditter-Boelter (6) que puede escribirse como

$$\frac{Nu}{Pr^{1/3}} = 0.023 Re^{0.8} \text{ para } Re > 10\,000 \quad (\text{ec } 3)$$

Los resultados se presentan en esta forma final en las figs 3, 4 y 5. En estas figuras se grafican los resultados experimentales a la región de transición ($2,100 < Re < 10,000$) y de turbulencia ($10,000 < Re < 20,000$) para tres condiciones de flujo exterior constante. En las mismas figuras se representa gráficamente la correlación de Dittus-Boelter para flujos turbulentos, y la relación recomendada para flujos transitorios en la referencia (5). Los puntos experimentales corresponden a corridas de laboratorio efectuadas de acuerdo el procedimiento anterior.

La fig 3 corresponde a un flujo exterior constante de 0.025 kg/s, con lo cual se obtiene un valor de $h_0 = 2.20 \text{ kw/m}^2\text{°C}$ para $\dot{m}_1 \rightarrow \infty$. Por medio de un ajuste de mínimos cuadrados se obtiene, para el flujo turbulento, una correlación de los datos de prueba de la forma

$$Nu = A Re^b Pr^{1/3}$$

donde $A = 0.00036$ y $b = 1.29$. La ecuación de Dittus-Boelter recomienda un valor mayor de $A(0.023)$ pero menor de $b (= 0.8)$. Esto es, para cualquier valor de $Re > 10,000$, el valor de Nu experimental es mayor que el valor teórico, en este caso por una relación mayor de 2 a 1; además, la información experimental indica que el crecimiento de Nu resultante de un incremento en Re es substancialmente más grande que el crecimiento teórico. (La misma tendencia se observa en la región de transición, que no se discute mayormente aquí por las complejidades inherentes a esos flujos).

Las figuras 4 y 5 contienen información similar a la figura anterior, para flujos de masa externos de 0.0303 y 0.0332 kg/s, con valores correspondientes de U_o de 2.5 y 3.15 kw/m²°C cuando $\dot{m}_1 \rightarrow \infty$. Los resultados más relevantes contenidos en estas tres figuras se sumaniza en la tabla siguiente.

\dot{m}_e	U_o	A	b
0.0250	2.20	0.00036	1.29
0.0303	2.50	0.00061	1.20
0.0332	3.15	0.00047	1.23

Obsérvese la variación de la constante A conforme aumenta el flujo \dot{m}_e ; aparentemente el exponente b varía poco con respecto al flujo de masa. Esta variación, siendo pequeña con respecto a la precisión de los resultados experimentales, no puede considerarse como concluyente aún.

Conclusiones

Existe una variación consistente, reproducible y comprobada, en la transmisión de calor desde un tubo hacia el fluido que circula en su interior, variación imputable al cambio en la dinámica del flujo externo. Algunas pruebas preliminares indican que hay una vibración en el tubo de transmisión de calor, aparentemente inducida por el flujo del fluido. Queda demostrado que hay una influencia importante del flujo externo sobre el coeficiente de película interno, aunque falta trabajo por efectuar para calificar y cuantificar la naturaleza de esa

influencia; lo mismo parece ser cierto de la influencia del flujo in terno sobre el coeficiente de película externo.

Para algunos valores de los flujos de masa, esta interacción entre flujos resulta en coeficientes de película dos y hasta tres veces más altas que los predecibles por las teorías clásicas de convección forzada. De aquí que frecuentemente los cambiadores de calor tengan ca pacidades térmicas superiores a las calculadas. Hacen falta aún trabajos para correlacionar la naturaleza de los flujos con la naturaleza de la interacción entre los coeficientes de película. Sin embargo, queda establecido que el cálculo de los coeficientes de película, en cambiadores convencionales como el estudiado, debe considerar la naturaleza tanto del flujo interno como del externo, esto es, la ecu ción 1 es inexacta. No obstante, debe reconocerse que el aparato experimental utilizado en este trabajo, por su sencillez, no permite ob tener resultados de gran precisión y se espera mejorar la calidad de estos datos mejorando la exactitud de los componentes del aparato experimental en el futuro próximo.

BIBLIOGRAFIA

1. Poulter, R., J. Dept. Chem. Eng., University of Newcastle-upon-Tyne, Gran Bretaña, 1968, 15.
2. Eckert, E.R.G., Sparrow, E.M., Goldstein, R.J., Int. J. Heat and Mass Trans., 16, 1973, 1969.
3. Bergles, A.E., Taborek, J., Blumenkrantz, A.R., "Performance Evaluation Criteria for Enhanced Heat Transfer Surfaces", A. I. Ch. E., Artículo 9, 13th Natl. Heat Trans. Conference, Denver, Colo. 1972.

Bibliografía (continúa)...

4. Webb, R.L., Eckert, E.R.G., Int. J. Heat and Mass Trans., 15, ..
1972, 1647.
5. Kreith, F., "Principles of Heat Transfer", International Textbook
Co., Londres, Gran Bretaña, 1965.

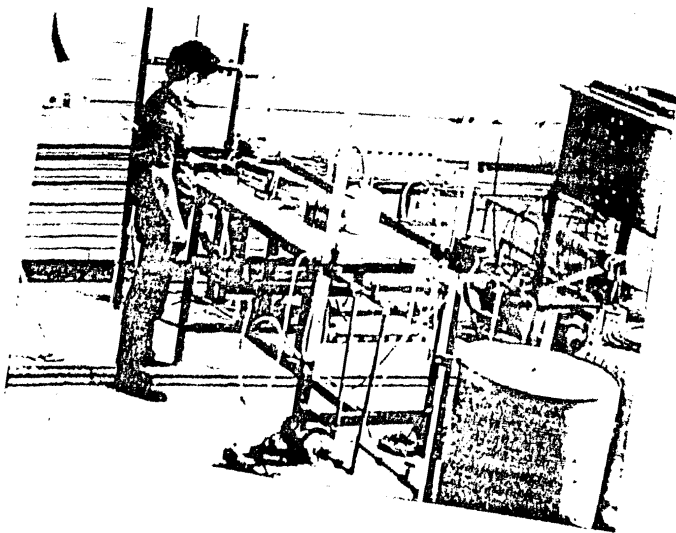


Fig 1. Vista general del aparato de laboratorio.

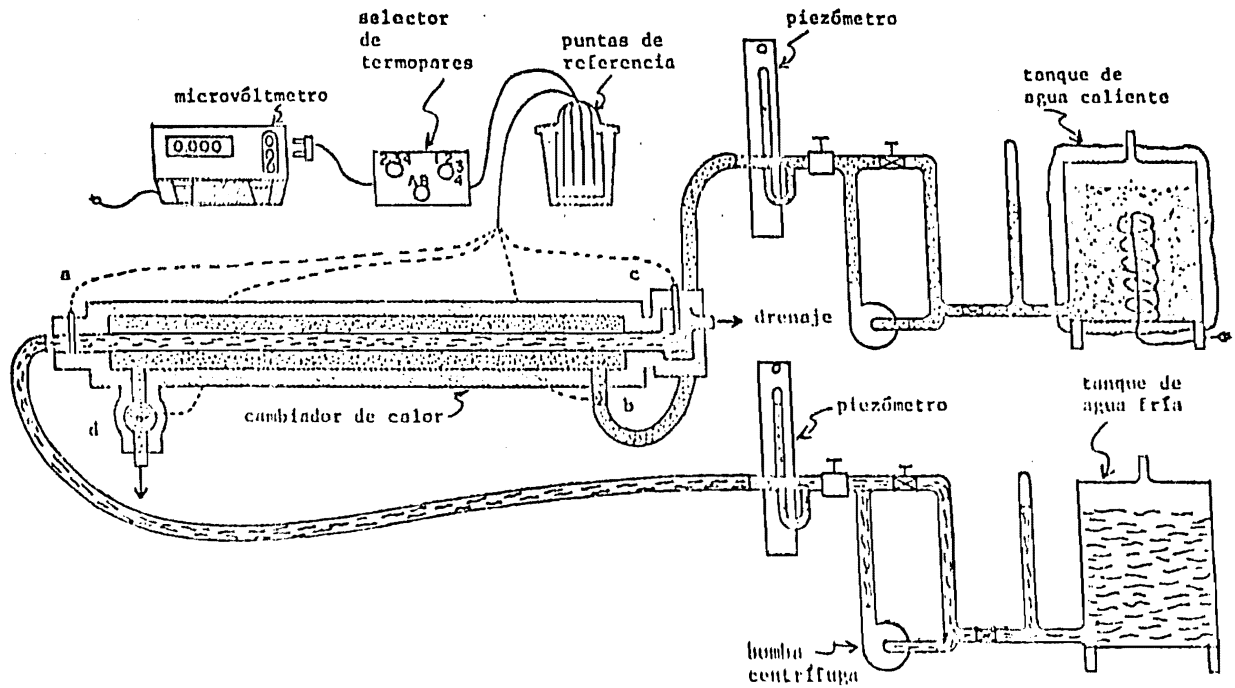


Fig 2. Diagrama esquemático de conexiones del aparato de pruebas de laboratorio

Flujo de masa exterior = constante = 0.0250 kg/s

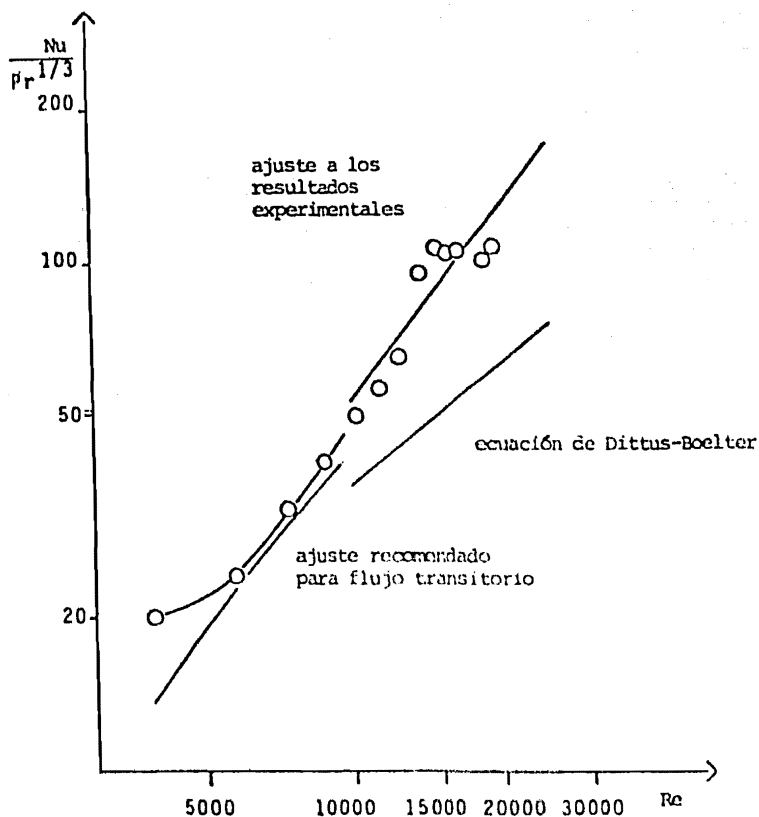


Fig 3. Resultados experimentales racionalizados para el flujo de masa exterior (constante) infinito.

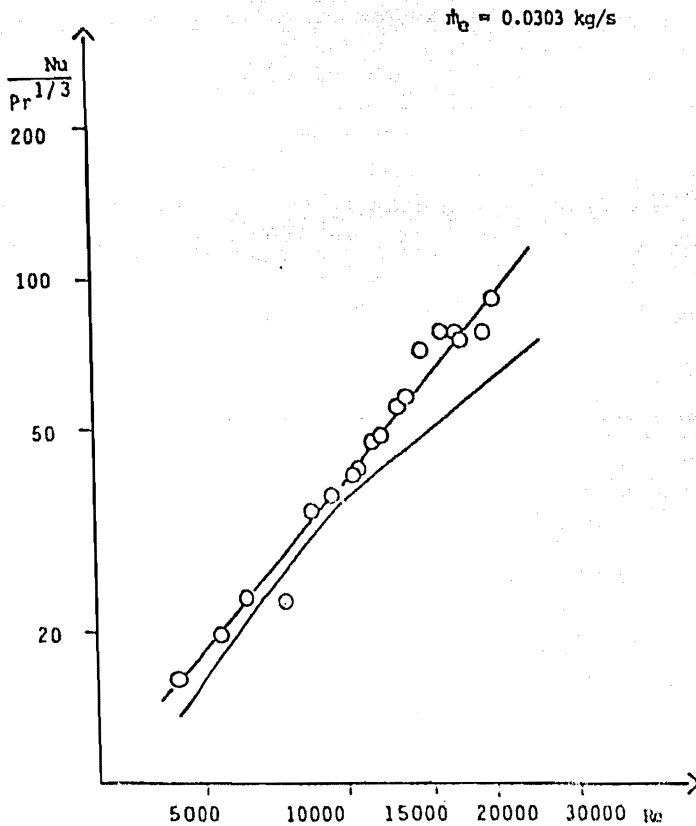


Fig 4. Resultados para flujo de masa externo intermedio

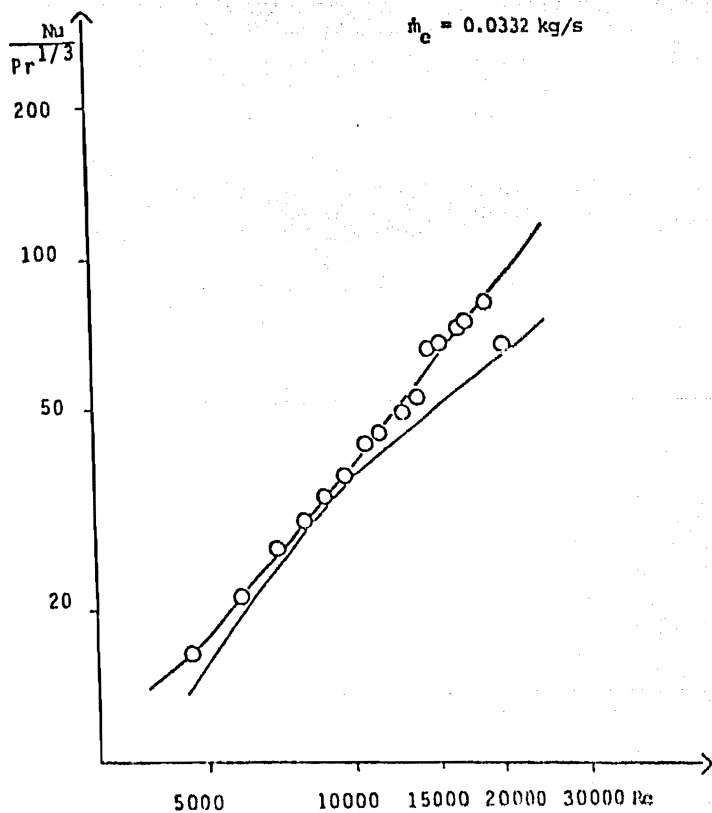


Fig 5. Resultados para flujo de masa externo máximo