

DIMENSIONAMIENTO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CORAZA PARA FLUIDOS NO NEWTONIANOS POR LOS METODOS DE KERN Y TINKER

A DESIGN OF A TUBE AND SHELL HEAT EXCHANGER FOR NON-NEWTONIAN FLUIDS BASED ON KERN AND TINKER METHODS

Everaldo J. Montes¹, Fabián A. Ortega¹, Ricardo D. Andrade¹ y Alba M. Durango¹

Recibido para evaluación: Marzo 2006

Aceptado para publicación: Junio 2006

RESUMEN

Los intercambiadores de calor de tubo y coraza son utilizados en las industrias de alimentos, químicas y farmacéuticas. Fue dimensionado un intercambiador de calor para enfriar jugo de naranja con concentración de 27°Brix, utilizando los métodos de Kern y Tinker que son los más conocidos y disponibles en la literatura. Los resultados muestran que existen discrepancias entre los dos métodos hasta 300% en el dimensionamiento hidráulico y del 70% en el coeficiente de transferencia de calor convectivo.

Palabras claves: Transferencia de calor, coraza, flujo laminar, pérdida de carga.

ABSTRACT

Shell and tube heat exchangers are used in food, chemical and pharmaceutical industries. A heat exchanger was projected for heating orange juice with 27°Brix. The methods Kern and Tinker were applied because they are the most known and available in the literature. The results show the discrepancies between the two methods up to 300% of divergences in the hydraulic project and 70% in the convection coefficient of heat transfer.

Key Words: Transfer, shield, laminar flow, charge los

¹Universidad de Córdoba. Departamento de Ingeniería de Alimentos, Km. 12 vía Cereté - Ciénaga de Oro
Tel. (4) 894 0508 - Fax 786 0255 Email: emontes@sinu.unicordoba.edu.co

INTRODUCCION

Las Industrias de flúidos alimenticios como las de jugo integral y concentrado, café soluble, leche condensada, azúcar, etc., utilizan equipos para intercambio de calor, encontrándose una amplia variedad de tipos de intercambiadores de calor con diversos niveles de complejidad tecnológica como pre-enfriadores, enfriadores y condensadores.

Estos equipos requieren grandes áreas para la transmisión de calor, que pueden ser obtenidas por un equipo multitubular que consiste en diversos tubos montados paralelamente en el interior de una carcaza o coraza, los cuales son denominados intercambiadores de calor de tubo y coraza (Geankoplis, 1993).

Los intercambiadores son ampliamente usados y fabricados en muchos tamaños, con varios arreglos de flujo y de diversos tipos; pueden operar en grandes caídas de presión y temperatura. La facilidad de fabricación y el costo relativamente bajo constituyen la principal razón para su empleo ilimitado en las aplicaciones de ingeniería (Ozisik, 1990).

El Proyecto de un intercambiador de calor es un asunto complejo: la transferencia de calor, la pérdida de carga, el dimensionamiento, la evaluación del desempeño y los aspectos económicos juegan papeles muy importantes en el resultado final. La construcción de un intercambiador de calor puede ser dividido en

tres fases principales: análisis térmico, proyecto mecánico preliminar y fabricación (Spano, 1961).

El análisis térmico puede ser determinado por varios métodos, algunos disponibles en la literatura técnica común y otros muy mejorados, generalmente acoplados a los programas de computador, que pueden ser obtenidos por medio de contratos con entidades privadas especializadas en equipos de intercambio térmico, tales como: HTRI, Heat Transfer Research Inc, en los Estados Unidos y HTFS, Heat Transfer and Fluid Flow Service, en Inglaterra.

Entre los principales métodos de análisis térmicos encontrados en la literatura común, están los de Kern y Tinker. El primero es el más tradicional, pero acumula mayor número de errores, principalmente en el flujo del lado de la coraza, en las pérdidas de carga y en el flujo laminar. Por otro lado, el segundo, conocido por el análisis de las corrientes, es considerado el más completo, sirviendo de soporte para los métodos más desarrollados (Ozisik, 1990; Kern, 1999).

Tinker plantea que la clave para la solución del flujo a través de la coraza, consiste en dividirlo en una serie de corrientes separadas. La Figura 1 muestra las corrientes A, B, C y D, que influyen de manera distinta en cuanto a la transferencia de calor y pérdida de carga para el lado de coraza (Ozisik, 1990).

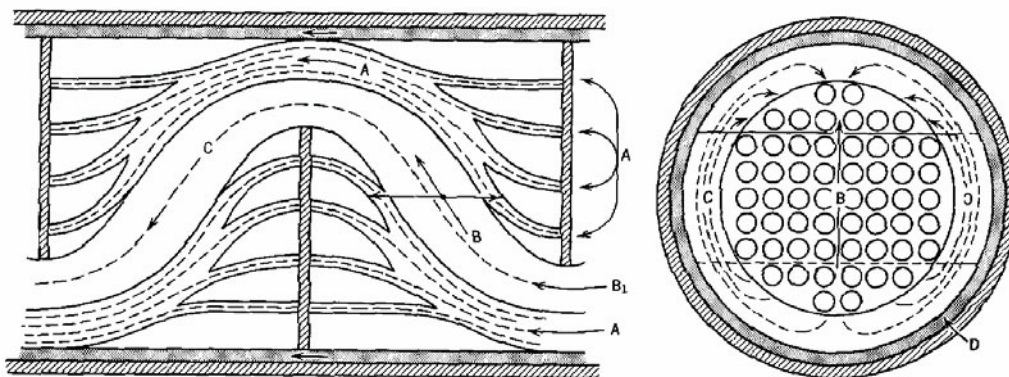


Figura 1. Flujo dividido en corrientes de Tinker
Fuente: Ozisik (1990).

En el presente trabajo se dimensiona un intercambiador de calor de tubo y coraza para jugo de naranja (fluido no-Newtoniano), por los métodos de Kern y Tinker, comparándolos en cuanto a las condiciones de flujo desarrollado, lo cual es importante para evitar un sub o super dimensionamiento del equipo, pudiendo generar desde gastos excesivos de energía e inversión inicial, hasta daños en el producto. La diferencia entre los dos métodos será ilustrada a partir de los resultados obtenidos.

MATERIALES Y METODOS

Propiedades físicas del fluido

El conocimiento de las propiedades físicas de los fluidos en movimiento es muy importante para el proyecto termohidráulico del equipo.

Como fluido principal del intercambiador, fue utilizado jugo de naranja concentrado de 27°Brix y temperatura variando entre 50 y 60°C; tal fluido presenta comportamiento plástico Casson. Sus propiedades físicas fueron obtenidas de los trabajos de Telis- Romero *et al.* (1998; 1999).

Dimensionamiento del intercambiador de calor

El dimensionamiento de un intercambiador de calor es dividido en dos fases: transferencia de calor y pérdida de carga.

Nomenclatura

μ	: Viscosidad del agua
t_0	: Tensión inicial de flujo
r_c	: Densidad del agua
r_i	: Densidad del jugo
μ_p	: Viscosidad del agua en la temperatura de la pared
DP_c	: Caída de presión en la coraza
DP_{ri}	: Caída de presión en los retornos
DP_{Ti}	: Caída de presión total en los tubos
DP_{ti}	: Caída de presión en los tubos

A	: Area de intercambio
A_c	: Area de flujo de la coraza
A_i	: Area de flujo de los tubos
B	: Número de deflectores
C_m	: (número de tubos transversales / número de hileras de tubos) ^{0.5}
C_p	: Calor específico del agua
c_p	: Calor específico del jugo
d	: Diámetro externo de los tubos
D_c	: Diámetro interno de coraza
D_e	: Diámetro equivalente de la coraza
d_i	: Diámetro interno de los tubos
f_c	: Factor de fricción de Darcy para la coraza
F_h, M_1	: Factores de corrección de Tinker para transferencia de calor en la coraza
f_i	: Factor de fricción de Darcy para los tubos
G_c	: Flujo másico del agua
G_i	: Flujo másico del jugo
H	: Altura de la chicana
h_c	: Coeficiente de transferencia de calor convectivo en la coraza
h_i	: Coeficiente de transferencia de calor convectivo en el interior de los tubos
K_b	: Índice de consistencia medio
k_c	: Conductividad térmica del agua
k_i	: Conductividad térmica del jugo
K_p	: Índice de consistencia en la temperatura de la pared
L	: Longitud de los tubos
M	: Tasa másica de agua
m	: Tasa másica de jugo de naranja
n	: Índice de comportamiento del jugo
N	: Número de pasos de los tubos
Q	: Calor intercambiado
$R_d Re_c$: Resistencia a la transferencia de calor Reynolds para los tubos
Re_h	: Reynolds modificado para la transferencia de calor en la coraza
Re_p	: Reynolds modificado para caída de presión en la coraza
S	: Pitch
t_1	: Temperatura de entrada de el jugo de naranja
T_1	: Temperatura de entrada del agua
t_2	: Temperatura de salida del jugo de naranja
T_2	: Temperatura de salida del agua

- U_c : Coeficiente global de transferencia de calor limpio
- U_D : Coeficiente global de transferencia de calor del proyecto
- X : Número de tubos
- Y, F_p : Factores de corrección de Tinker para caída de presión en la coraza

Cálculo de la transferencia de calor

La modificación de la ecuación general de Fourier, integrada para un flujo permanente puede ser igualada a un balance entálpico y escrita en la siguiente forma:

$$Q = U_D \cdot A \cdot \Delta t = MC_p(T_1 - T_2) = mc_p(t_2 - t_1) \quad (1)$$

Como el intercambiador propuesto tendrá flujo tanto en contracorriente como en paralelo, la verdadera diferencia de temperatura (Dt) utilizada por Kern es una modificación de la deducción de Underwood (Kern, 1999).

El cálculo de la transferencia de calor se divide en dos partes, para el lado de la carcaza y para el interior de los tubos. Para el interior de los tubos el coeficiente de transmisión de calor convectivo está dado por la ecuación 2 de Metzner y Gluck (Geankoplis, 1993)

$$\frac{h_i d_i}{k_i} = 1,75 \left(\frac{3n + 1}{4n} \right) \left(\frac{mc_p}{k_i L} \right)^{1/3} \left(\frac{K_b}{K_p} \right)^{0,14} \quad (2)$$

Para el lado de la carcaza los métodos de Kern y Tinker se diferencian en (Osizik, 1990):

Kern, utiliza en los cálculos del número de Reynolds, el diámetro equivalente para un flujo radial, correlacionándolo experimentalmente con el coeficiente de transmisión de calor convectivo, en un diagrama, a través de la ecuación 3:

$$\frac{h_c D_e}{k_c} = 0,36 \left(\frac{D_e G_c}{\mu} \right)^{0,55} \left(\frac{C_p \mu}{k_c} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (3)$$

Tinker utiliza un número de Reynolds modificado con factores de corrección, para considerar el flujo radial y axial a lo largo de la coraza, dado por:

$$Re_h = \frac{G_c \cdot d F_h}{\mu M_1} \quad (4)$$

Luego, correlaciona este número con el coeficiente de transferencia de calor convectivo, conforme a la ecuación 5, a través de diagramas obtenidos a partir de diferentes arreglos de los tubos, presentados por Fraas (1989).

$$\frac{h_c D_e}{12k_c} = \left(\frac{C_p \mu}{k_c} \right)^{-1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{-0,14} \quad (5)$$

En el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor, para ambos métodos, se utiliza la siguiente expresión:

$$U_c = \frac{h_i h_c}{h_i + h_c} \quad (6)$$

Pudiendo así, a partir de las ecuaciones 1 y 6, calcular la resistencia a la transmisión de calor total del intercambiador por la ecuación 7:

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c U_D} \quad (7)$$

Cálculo de la pérdida de carga

El cálculo de la pérdida de carga es realizado separadamente para el lado de la carcaza y el interior de los tubos. Para Tinker la pérdida de carga total es la suma de la pérdida de la tubería recta y de los retornos, dada por la ecuación 8:

$$\Delta P_{Ti} = \Delta P_{ti} + \Delta P_{ri} \quad (8)$$

Donde:

$$\Delta P_{ti} = \frac{f_i \cdot L \cdot N \cdot G_i^2}{2 \cdot d_i \cdot \rho_i} \quad (9)$$

$$\Delta P_{ri} = \frac{4 \cdot N \cdot G_i^2}{2 \cdot \rho_i} \quad (10)$$

Para el lado de la carcasa los métodos de Kern y Tinker, una vez más se diferencian:

En el método de Kern el diámetro equivalente utilizado para el cálculo de la caída de presión es el mismo que el usado para la transmisión de calor, siendo la fricción adicional de la carcasa despreciada. La ecuación 11 muestra la pérdida de carga, incluyendo las pérdidas en la entrada y en la salida:

$$\Delta P_C = \frac{f_C G_C^2 D_C (B + 1)}{2 \rho_C D_e \left(\frac{\mu}{\mu_P} \right)} \quad (11)$$

$$\Delta P_C = \frac{f_C (F_p \cdot G_C)^2 x^{0.5} (B + 1)}{2 \cdot \rho_C \cdot C_m} \left[1,075 \left(1 - \frac{H}{D_C} \right) \right] \cdot \left(1 + Y \frac{S}{D_C} \right) \cdot \left(\frac{\mu_P}{\mu} \right)^{0,14} \quad (13)$$

RESULTADOS Y DISCUSION

El intercambiador de calor fue proyectado para calentar 7000 kg h⁻¹ de jugo de naranja de 50 a 60°C. Para esto, fueron utilizados 20000 kg h⁻¹ de agua a 90°C como fluido calefactor.

En la ecuación 10 el factor de fricción *f* es obtenido a través de un diagrama experimental, desarrollado por Kern, que lo relaciona con el número de Reynolds.

Tinker, utiliza un número de Reynolds modificado para la caída de presión, donde es considerado el flujo radial y axial a lo largo de la coraza, la fricción adicional causada por el contacto del fluido, los deflectores y partes internas de la coraza:

$$Re_p = \frac{F_p \cdot G_C \cdot d}{12 \cdot \mu} \quad (12)$$

Luego, este número es correlacionado con el factor de fricción a través de diagramas obtenidos a partir de diferentes arreglos de los tubos, presentados por Fraas (1989). La pérdida de carga es obtenida a través de la siguiente ecuación:

Realizando el balance de calor aplicando la ecuación 1 para el jugo, se obtiene:

$$Q = 68255,8 \text{ J/s}$$

Igualando el calor intercambiado, la temperatura de salida del agua es:

$$T_2 = 87,2^\circ\text{C}$$

Propiedades físicas

La tabla 1 muestra las propiedades físicas del jugo de naranja concentrado de 27°Brix y del

agua evaluadas a la temperatura media de cada fluido, según Telis-Romero (1998, 1999):

Tabla 1. Propiedades físicas del jugo de naranja (27°Brix) a 55°C y agua a 88,6°C

		Jugo de naranja	Agua
C_p	(J.Kg ⁻¹ .K ⁻¹)	3510.30	4314.20
k	(W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	0.49	0.65
r	(Kg.m ⁻³)	1087.70	953.10
t_0	(Pa)	0.20	---
K	(Pa.s ⁿ)	0.21	---
n	---	0.68	---
m	(Pa.s)	---	3.110 ⁻⁴

Fuente: Telis-Romero *et al.*, (1998) y Telis-Romero *et al.*, (1999).

El análisis termohidráulico fue realizado para un intercambiador de calor con las siguientes características:

- Intercambiador 1:2
- Arreglo Triangular de los Tubos
- $S = 0,03175$ m
- $B = 14$
- $D_c = 19,25$ in
- $L = 2,5$ m
- Tubos: BWG 16
- $X = 152$ tubos
- $d = 1$ in
- $d_i = 0,87$ in

Proyecto térmico

Ambos métodos son iguales para el cálculo del proyecto térmico en el interior de los tubos, siendo los datos presentados a continuación:

$$A_i = 0,0289 \text{ m}^2$$

$$G_i = 67,33 \text{ Kg. m}^{-2}. \text{s}^{-1}$$

$$Re_i = 17,79$$

$$h_i = 174,74 \text{ W.m}^{-1}.K^{-1}$$

Los resultados de los proyectos térmicos del lado de la coraza para los métodos de Kern y Tinker se muestran en la tabla 2.

Tabla 2. Resultados del proyecto térmico del lado de la carcaza

Kern	Tinker
$A_c = 0.163 \text{ m}^2$	$A_c = 0.0163 \text{ m}^2$
$G_c = 340.87 \text{ Kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$	$G_c = 340.87 \text{ Kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$
$Re_c = 19856.61$	$Re_h = 8569$
$h_c = 22513.81 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$	$h_c = 31964.46 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
$U_c = 173.34 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$	$U_c = 173.79 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
$U_D = 77.71 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$	$U_D = 77.71 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
$R_d = 0.0071 \text{ mKW}^{-1}$	$R_d = 0.0071 \text{ mKW}^{-1}$

Proyecto hidráulico

Los métodos en cuestión son iguales para el cálculo del proyecto hidráulico en el interior de los tubos, siendo los datos presentados a continuación:

$$\begin{aligned} f_i &= 3,60 \\ DP_{ti} &= 12938,80 \quad \text{Pa} \\ DP_{ri} &= 16,73 \quad \text{Pa} \\ DP_{Ti} &= 12955,53 \quad \text{Pa} \end{aligned}$$

Los resultados de los proyectos hidráulicos del lado de la carcasa para los métodos de Kern y Tinker se presentan en la tabla 3.

Como se observa en la tabla 1 el jugo de naranja presenta un comportamiento de un plástico de Casson; como no hay correlación para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección para este tipo de fluido, se utiliza la ecuación 2, aplicada para fluidos que cumplen ley de potencia, lo que no causa errores significativos, pues el valor de t_0 es pequeño.

Los dos métodos se diferencian en los cálculos termohidráulicos solamente para el flujo por el lado de la carcasa. En cuanto Kern desarrolla su método apenas para flujo radial, Tinker considera flujo tanto en la dirección radial como axial, lo que genera diferentes

coeficientes de transferencia de calor (tabla 2). Estas desigualdades podrían causar mayores errores en el intercambiador proyectado por el método de Kern, siendo el método de Tinker el más exacto, por considerar condiciones de contorno próximas a la real.

Los proyectos en cuestión no presentan diferencias en cuanto a las resistencias térmicas, debido a que el fluido en el interior de los tubos presenta un flujo laminar, que lleva a una mayor resistencia térmica en relación a la coraza (alrededor de 1500%), que a su vez, desarrolla un flujo turbulento. Además, las conductividades térmicas y las propiedades reológicas de los fluidos, mostradas en la tabla 1, favorecen un mayor intercambio de calor del lado de la carcasa.

Las pérdidas de carga calculadas por ambos métodos se muestran en la tabla 3. Las diferencias en los valores se explican por el hecho de Tinker considerar un área de pérdida de carga mayor, ocasionando un flujo másico y número de Reynolds menores.

Debido a que el método de Tinker es considerado el más exacto, induciría a un super dimensionamiento en el proyecto hidráulico del orden de 300%.

Tabla 3. Resultados del proyecto hidráulico del lado de la carcasa

Kern	Tinker
$Re_c = 19856,61$	$Re_p = 13084,5$
$f_c = 3,60$	$f_c = 0,51$
$DP_c = 7226,72 \quad \text{Pa}$	$DP_c = 2083,00 \quad \text{Pa}$

CONCLUSIONES

- Los coeficientes de transferencia de calor convectivos, para la coraza calculados por los métodos estudiados presentaron diferencias significativas del orden de 70%.
- Las resistencias térmicas fueron exactamente iguales debido a una mayor resistencia térmica encontrada en el interior de los tubos donde los métodos no se diferencian.
- En el dimensionamiento hidráulico las pérdidas de carga encontradas difieren alrededor de 300%.
- El mismo intercambiador dimensionado por los dos métodos presentará diferentes especificaciones.

BIBLIOGRAFIA

- Fraas, A. 1989. Heat Exchanger Design. John Wiley and Sons Inc., New York, p.228-245
- Geankoplis, C. 1993. Transport process and unit operations. Englewood Cliffs, Prentice-Hall, New York, p.297
- Kern, D. 1999. Procesos de Transmisión de Calor. McGraw Hill Book Company, Inc. México DF, p159-512
- Ozisik, M. 1990. Transferencia de Calor – Um texto básico. Guanabara Koogan S.A. Río de Janeiro, p.447-502
- Telis-Romero, J.; Telis, V.; Gabas, A. y Yamashita F. 1998. Thermophysical properties of Brazilian orange juice as affected by temperature and water content. Journal of Food Engineering 38:27-40
- Telis-Romero, J.; Telis, V. y Yamashita, F. 1999. Friction factors and rheological properties of orange juice. Journal Food Engineering 40:101-106