



Evaluación térmico-hidráulica de un intercambiador de calor de tubo y coraza para el calentamiento de acetona

Thermal-hydraulic rating of a shell-and-tube heat exchanger for acetone heating

Amaury Pérez Sánchez ^{1,*}, Rutdali María Segura Silva ², Jesús Rubén Montalván Viart ³, Elizabeth Ranero González ¹, Eddy Javier Pérez Sánchez ⁴

¹ Universidad de Camagüey “Ignacio Agramonte Loynaz”, Facultad de Ciencias Aplicadas, Departamento de Ingeniería Química, Camagüey, Cuba.

² Centro de Ingeniería Genética y Biotecnología de Camagüey. Grupo de Desarrollo. Camagüey, Cuba.

³ Empresa Provincial Alimentaria de Camagüey, Camagüey, Cuba

⁴ Empresa Servicios Automotores S.A., Dirección Comercial, Ciego de Ávila, Cuba.

*amauryps@nauta.es

(recibido/received: 13-abril-2021; aceptado/accepted: 19-mayo-2021)

RESUMEN

Un intercambiador de calor es cualquier dispositivo en el cual se transfiere energía en forma de calor. En el presente trabajo se efectuó la evaluación térmico-hidráulica de un intercambiador de calor de tubo y coraza propuesto para llevar a cabo el calentamiento de una corriente de acetona desde 25 hasta 60 °C, utilizando agua caliente a 90 °C como agente de calentamiento. El equipo sugerido puede ser empleado satisfactoriamente para efectuar el servicio de transferencia de calor requerido ya que el porcentaje de área en exceso calculado no supera el 40 %, y los valores de las caídas de presión para ambas corrientes no superan los límites máximos establecidos por el proceso. El intercambiador de calor propuesto es viable de emplear para un rango del caudal de alimentación de la acetona de 15,15 – 28,70 kg/s, y para un intervalo de la temperatura de entrada de la acetona de 7,95 – 32,60 °C.

Palabras claves: Acetona; Caída de presión; Evaluación; Intercambiador de calor de tubo y coraza; Porcentaje de área en exceso.

ABSTRACT

A heat exchanger is any device in which energy is transferred in the form of heat. In the present work, the thermal-hydraulic rating of a proposed shell and tube heat exchanger was carried out to accomplish the heating of an acetone stream from 25 to 60 °C, using hot water at 90 °C as heating agent. The suggested equipment can be used satisfactorily to perform the required heat transfer service since the calculated percent excess area does not exceed 40%, and the pressure drop values for both streams do not exceed the maximum limits established by the process. The proposed heat exchanger is feasible to use for a range of the acetone feed flow rate of 15.15 - 28.70 kg/s, and for a range of the acetone inlet temperature of 7.95 – 32.60 °C.

Keywords: Acetone; Pressure drop; Evaluation; Shell-and-tube heat exchanger; Percent excess area.

NOMENCLATURA

a_s	Área de flujo de la coraza	m^2
a'_t	Área de flujo de un tubo	m^2
a_t	Área de flujo total de los tubos	m^2
A_{calc}	Área de transferencia de calor calculada	m^2
A_{real}	Área de transferencia de calor real	m^2
$\% A_{exc}$	Porcentaje de área en exceso	%
B	Espaciado de los deflectores	m
c	Espaciado de los tubos	m
Cp	Calor específico	J/kg.K
d_e	Diámetro exterior de los tubos	m
d_i	Diámetro interior de los tubos	m
D_{eq}	Diámetro equivalente	m
D_N	Diámetro nominal de los tubos	pulg
D_s	Diámetro de la coraza	m
f	Factor de fricción	-
F_T	Factor de corrección de temperatura	-
G	Velocidad másica superficial	kg/m ² .s
h	Coefficiente pelicular de transferencia de calor	W/m ² .K
h_{to}	Coefficiente pelicular de transferencia de calor del fluido que circula por los tubos corregido con respecto a la superficie externa del tubo interior	W/m ² .K
h'	Coefficiente pelicular de transferencia de calor corregido con respecto al factor de corrección de viscosidad	W/m ² .K
k	Conductividad térmica	W/m.K
L_t	Longitud de los tubos	m
m	Caudal másico	kg/s
MLDT	Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura	°C
n_t	Número de pases por los tubos	-
N_B	Número de deflectores	-
N_t	Número de tubos	-
Pr	Número de Prandtl	-
P_t	Paso de los tubos	m
P_x	Factor	-
Δp	Caída de presión	Pa
Δp_r	Caída de presión del fluido que circula por los tubos debido al cambio de dirección en los cabezales del intercambiador	Pa
Δp_T	Caída de presión total del fluido que circula por los tubos	Pa
$\Delta P_{(m)}$	Caída de presión máxima permisible	Pa
Q	Calor intercambiado	W
R	Factor de ensuciamiento	m ² .K/W
R	Coefficiente	-
Re	Número de Reynolds	-
S	Coefficiente	-
t	Temperatura del fluido frío	°C
T	Temperatura del fluido caliente	°C
\bar{t}	Temperatura media del fluido frío	°C
\bar{T}	Temperatura media del fluido caliente	°C

T_p	Temperatura de la pared del tubo	$^{\circ}\text{C}$
ΔT	Diferencia verdadera de temperatura	$^{\circ}\text{C}$
U	Coeficiente global de transferencia de calor	$\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$

Símbolos griegos

α	Constante	-
μ	Viscosidad	Pa.s
ρ	Densidad	Kg/m^3

Subíndices

1	Entrada
2	Salida
c	Del fluido caliente
f	Del fluido frío
p	A la temperatura de la pared del tubo
s	Del fluido que circula por la coraza
t	Del fluido que circula por los tubos

1. INTRODUCCIÓN

Un intercambiador de calor es un dispositivo de transferencia de calor que intercambia calor entre dos o más fluidos de proceso. Los intercambiadores de calor presentan extensivas aplicaciones tanto domésticas como industriales. Muchos tipos de intercambiadores de calor han sido desarrollados para su empleo en plantas generadoras de energía eléctrica, plantas de procesamiento químico, sistemas de calentamiento de edificios y de acondicionamiento de aire, así como también unidades de refrigeración (Zohuri, 2017).

Los intercambiadores de calor tubulares son ampliamente utilizados en la actualidad, y se fabrican en varios tamaños, arreglos de flujo y tipos. Pueden acomodar un amplio rango de presiones y temperaturas de operación, mientras que su facilidad de fabricación y su costo relativamente bajo ha sido la principal para su uso extendido en aplicaciones ingenieriles. Un diseño comúnmente utilizado, llamado intercambiador de calor de tubo y coraza, consiste de tubos redondos montados en una coraza cilíndrica con sus ejes ubicados de forma paralela al de la coraza (Thulukkanam, 2013).

Los principales componentes de este tipo de intercambiador de calor son el haz de tubos, la coraza, los cabezales frontales y traseros, y los deflectores. Los deflectores se emplean como soporte para los tubos, para dirigir el flujo del fluido aproximadamente normal a los tubos, y para incrementar la turbulencia del fluido que circula por la coraza (Zohuri, 2017).

En las industrias de proceso, los intercambiadores de calor de tubo y coraza se emplean extensamente, mucho más que cualquier otro tipo de intercambiador. Se estima que más del 90 % de los intercambiadores empleados en la industria son del tipo de tubo y coraza (Thulukkanam, 2013).

La evaluación y el diseño de intercambiadores de calor constituyen dos problemas importantes encontrados en el análisis térmico de intercambiadores de calor. La evaluación térmica de un intercambiador de calor consiste en decidir si un equipo nos permitirá alcanzar un objetivo de proceso propuesto (Cao, 2010). La tarea de evaluar un equipo de este tipo tiene que ver con la determinación de la tasa de transferencia de calor y ciertos de parámetros de algún fluido, tomando en cuenta valores prescritos de los caudales, las temperaturas de entrada y las caídas de presión para un intercambiador de calor existente; por lo tanto, se disponen de datos iniciales tales como la superficie de transferencia de calor y las dimensiones del paso de flujo (Kakaç et al., 2012). Es decir, la evaluación se aplica para un

intercambiador de calor existente con el fin de encontrar su capacidad de transferencia de calor bajo ciertas condiciones iniciales dadas (Zhang et al., 2010).

Son varios los autores que han evaluado intercambiadores de calor de tubo y coraza para diferentes servicios, aplicaciones y condiciones de proceso. En este sentido, (Zhang et al., 2010) desarrollaron un método para diseñar y evaluar intercambiadores de calor de tubo y coraza con deflectores helicoidales basado en la literatura pública y el método Bell-Delaware, mientras que la exactitud del método propuesto fue validada con ciertos datos experimentales, demostrando así que los intercambiadores con deflectores helicoidales presentan un mejor rendimiento que los equipos tradicionales equipados con deflectores segmentados. También, (Ebieto & Eke, 2012) llevaron a cabo un análisis del rendimiento de intercambiadores de calor de tubo y coraza por medio del empleo de un método analítico, con el fin de desarrollar correlaciones que permitan efectuar un análisis del rendimiento de estos equipos. De esta manera, se escribió un programa en el software MATLAB para comprobar la idoneidad tanto térmica como hidráulica de cinco intercambiadores industriales reales instalados en la refinería Port Harcourt, Nigeria, concluyendo que los resultados obtenidos mostraron una concordancia razonable con los datos reales, demostrando así que el programa propuesto es confiable y factible, y que puede ser aplicado para analizar el rendimiento de intercambiadores de calor de tubo y coraza. Del mismo modo, (Singh & Sehgal, 2013) realizaron un análisis experimental térmico-hidráulico de un intercambiador de calor de tubo y coraza conteniendo deflectores segmentados bajo diferentes orientaciones, para flujo laminar teniendo un rango del número de Reynolds de 303-1516. Se observó que con el incremento del número de Reynolds desde 303 hasta 1516 existió un incremento del número de Nusselt de 94,8 % y de la caída de presión de 282,9 %. Igualmente, (Shahrul et al., 2015) evaluaron el rendimiento de un intercambiador de calor de tubo y coraza operando con nanofluidos, encontrando que la máxima efectividad energética (ϵ) depende fuertemente de la densidad y el calor específico de los fluidos de operación, por lo que se obtuvo un ϵ mayor para un nanofluido del tipo ZnO-agua, mientras que la menor ϵ se obtuvo para el nanofluido del tipo SiO₂-agua. Además, (Sadeghzadeh et al., 2015) efectuaron el análisis de un intercambiador de calor de tubo y coraza radial aleteado, considerando nueve parámetros de diseño: arreglo de los tubos, diámetro de los tubos, paso de los tubos, longitud de los tubos, número de tubos, altura de la aleta, espesor de la aleta, relación de espaciado de los deflectores y número de aletas por unidad de longitud del tubo. Para ello emplearon el método de Delaware modificado para determinar los coeficientes de transferencia de calor y la caída de presión por la coraza, llevando a cabo luego la optimización de las funciones objetivo (máxima tasa de transferencia de calor y costo total mínimo) utilizando un algoritmo genético de clasificación no dominado. En otro estudio, (Singh & Pal, 2016), evaluaron el rendimiento de un intercambiador de calor de tubo y coraza utilizando la Dinámica Computacional de Fluido, con el fin de estudiar los perfiles de temperatura y velocidad a través de los tubos y la coraza, encontrando que la transferencia de calor a través de la longitud de los tubos no es uniforme. Por otro lado, (Magazoni et al., 2019) propusieron y aplicaron una metodología computacional para calcular la efectividad de temperatura y el factor de corrección de la Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura (MLDT) de intercambiadores de calor de tubo y coraza del tipo TEMA E con un pase por los tubos operando bajo flujo a contracorriente. La metodología propuesta se basó en varias consideraciones de modelación adoptadas en diferentes publicaciones, que toman en cuenta los intercambiadores de calor de tubo y coraza con flujo a contracorriente, mientras que los resultados obtenidos son comparados con las soluciones disponibles en la literatura, mostrando una concordancia aceptable entre sí. Asimismo, (Sujono et al., 2020) determinaron el rendimiento de un intercambiador de calor de tubo y coraza en términos de su comportamiento térmico e hidráulico, empleando para ello la función Solver del paquete de Microsoft Office. Por último, (Arani & Uosofvand, 2020) investigaron el flujo de fluido y la transferencia de calor de un intercambiador de calor de tubo y coraza a escala de laboratorio, el cual es analizado mediante el método de dinámica computacional de fluido involucrado en el software SOLIDWORKS. En este estudio se evaluaron seis tipos diferentes de deflectores, encontrando que el intercambiador equipado con el deflector de disco presentó la mayor transferencia de calor, mientras que aquel equipado con deflectores combinados del tipo helicoidal-mariposa tuvo el mejor coeficiente de rendimiento.

En el presente trabajo se lleva a cabo la evaluación térmico-hidráulica de un intercambiador de calor de tubo y coraza propuesto para efectuar el calentamiento de una corriente de acetona, utilizando agua caliente como agente de intercambio. Se determinan el porcentaje de área en exceso y la caída de presión de ambos fluidos, y sus resultados se comparan con los valores límites establecidos por el proceso. Por último se efectúan dos estudios de sensibilidad, consistentes en determinar cómo influye un aumento de tanto el caudal de alimentación de la acetona como su temperatura de entrada, sobre el porcentaje de área en exceso del equipo propuesto, con el fin de encontrar los rangos de aplicación de ambas variables.

2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1. Definición del problema

Se desean calentar 20 kg/s de una corriente de acetona desde 25 hasta 60 °C utilizando agua caliente a 90 °C. Por motivos de seguridad energética la temperatura de salida del agua caliente no debe ser menor de 70 °C. Para efectuar este servicio de transferencia de calor se propone un intercambiador de calor de tubo y coraza TEMA del tipo L, equipado con 356 tubos de diámetro nominal de ¾ pulg con calibre 16 según norma BWG, y una longitud de los tubos de 4,267 m. El patrón de los tubos es triangular, con un paso y un espaciado de los tubos de 0,0254 m y 0,00635 m, respectivamente, mientras que tendrá 17 deflectores con un corte segmentado de 25 % y un espaciado entre ellos de 0,234 m. El diámetro interior de la coraza es de 0,5397 m. El material de los tubos es acero al carbono, la caída de presión máxima permisible para las corrientes de acetona y agua caliente no deberá superar los 6000 Pa y 25 000 Pa, respectivamente, y el % de área en exceso no deberá ser superior a 40 %. El intercambiador de calor propuesto tendrá un pase por la coraza y dos pases por los tubos, es decir, será del tipo 1-2.

2.2. Metodología de cálculo a utilizar

Con el fin de determinar si el intercambiador de calor de tubo y coraza propuesto es adecuado para prestar el servicio de transferencia de calor demandado, se emplearán correlaciones y ecuaciones publicadas en (Perry & Green, 2008) (Cao, 2010) (Kakaç et al., 2012), a partir de las cuales se determinarán parámetros claves tales como el % de área en exceso y las caídas de presión para ambos fluidos que circulan por el equipo. A continuación se muestran cada uno de los pasos incluidos en la metodología de cálculo utilizada.

Porcentaje de área en exceso:

Paso 1. Definición de los datos iniciales para las corrientes involucradas:

La Tabla 1 presenta los datos iniciales que tienen que definirse para cada una de las corrientes involucradas.

Tabla 1. Datos iniciales requeridos para cada corriente involucrada.

Parámetro	Unidades	Fluido frío (acetona)	Fluido caliente (agua)
Caudal másico	kg/s	m_f	m_c
Temperatura de entrada	°C	t_1	T_1
Temperatura de salida	°C	t_2	T_2
Caída de presión máxima permisible	Pa	$\Delta P_{f(m)}$	$\Delta P_{c(m)}$
Factor de ensuciamiento	$m^2 \cdot K/W$	R_f	R_c

Fuente: Elaboración propia.

Paso 2. Especificación de los datos iniciales del intercambiador de calor propuesto:

La Tabla 2 describe los datos iniciales que deben especificarse para el intercambiador de calor de tubo y coraza propuesto.

Tabla 2. Datos iniciales a especificar para el intercambiador de calor propuesto.

Parámetro	Unidades	Símbolo
Número de tubos	-	N_t
Número de pases por los tubos	-	n_t
Patrón de los tubos	-	Δ/\square
Paso de los tubos	m	P_t
Espaciado de los tubos	m	c
Longitud del tubo	m	L_t
Espaciado de los deflectores	m	B
Número de deflectores	-	N_B
Diámetro de la coraza	m	D_s
Diámetro nominal de los tubos	pulg	D_N
Calibre de los tubos	-	BWG

Fuente: Elaboración propia.

Paso 3. Definición del diámetro interno y externo de los tubos en dependencia del diámetro nominal y el calibre:

La Tabla 3 detalla los diámetros interno y externo que deben precisarse para los tubos en dependencia del diámetro nominal y el calibre de estos.

Tabla 3. Definición del diámetro interno y externo de los tubos en dependencia del diámetro nominal y el calibre.

Parámetro	Unidades	Símbolo
Diámetro interior de los tubos	m	d_i
Diámetro exterior de los tubos	m	d_e

Fuente: Elaboración propia.

Paso 4. Cálculo de la temperatura media de cada corriente:

Fluido caliente:

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (1)$$

Fluido frío:

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (2)$$

Paso 5. Búsqueda de las propiedades físicas de ambos fluidos a la temperatura media determinada en el paso anterior:

En la Tabla 4 se muestran las propiedades físicas que se requieren para cada fluido a la temperatura media determinada en el paso anterior (Paso 4).

Tabla 4. Propiedades físicas requeridas de cada fluido a la temperatura media calculada en el Paso 4.

Propiedad	Unidades	Fluido frío (acetona)	Fluido caliente (agua)
Densidad	kg/m ³	ρ_f	ρ_c
Calor específico	J/kg.K	Cp_f	Cp_c
Viscosidad	Pa.s	μ_f	μ_c
Conductividad térmica	W/m.K	k_f	k_c

Fuente: Elaboración propia

Paso 6. Cálculo de la carga de calor (Q):

Fluido caliente:

$$Q = m_c \cdot Cp_c \cdot (T_1 - T_2) \quad (3)$$

Fluido frío:

$$Q = m_f \cdot Cp_f \cdot (t_2 - t_1) \quad (4)$$

Paso 7. Cálculo del área de flujo de un tubo (a'_t):

$$a'_t = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \quad (5)$$

Paso 8. Cálculo del área de flujo total de los tubos (a_t):

$$a_t = \frac{a'_t \cdot N_t}{n_t} \quad (6)$$

Paso 9. Cálculo del área de flujo de la coraza (a_s):

$$a_s = \frac{D_s \cdot c \cdot B}{P_t} \quad (7)$$

Paso 10. Ubicación de los fluidos en el intercambiador de calor.

Paso 11. Cálculo de la velocidad másica superficial del fluido que circula por los tubos (G_t):

$$G_t = \frac{m_t}{a_t} \quad (8)$$

Paso 12. Determinación del número de Reynolds del fluido que circula por los tubos (Re_t):

$$\text{Re}_t = \frac{d_i \cdot G_t}{\mu_t} \quad (9)$$

Paso 13. Determinación del número de Prandtl del fluido que circula por los tubos (Pr_t):

$$\text{Pr}_t = \frac{Cp_t \cdot \mu_t}{k_t} \quad (10)$$

Paso 14. Cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor del fluido que circula por los tubos (h_t): Según (Perry & Green, 2008) (Cao, 2010), el coeficiente pelicular de transferencia de calor de un fluido que circula por el interior de los tubos de un intercambiador de calor depende del régimen de flujo que presente, esto, es, su número de Reynolds. Entonces:

Régimen laminar ($\text{Re}_t < 2100$):

$$h_t = 1,86 \cdot \frac{k_t}{d_i} \cdot \left(\text{Re}_t \cdot \text{Pr}_t \cdot \frac{d_i}{L_T} \right)^{0,33} \quad (11)$$

Régimen de transición ($2100 \leq \text{Re}_t \leq 10\,000$):

$$h_t = 0,116 \cdot Cp_t \cdot G_t \cdot \left(\frac{\text{Re}_t^{0,66} - 125}{\text{Re}_t} \right) \cdot \left[1 + \left(\frac{d_i}{L_T} \right)^{0,66} \right] \cdot \text{Pr}^{-0,66} \quad (12)$$

Régimen turbulento ($\text{Re} > 10\,000$):

$$h_t = \frac{k_t}{d_i} \cdot C \cdot \text{Re}_t^{0,8} \cdot \text{Pr}_t^{0,33} \quad (13)$$

Dónde:

$C = 0,021$ para gases
 $= 0,023$ para líquidos no viscosos
 $= 0,027$ para líquidos viscosos

Paso 15. Corrección del coeficiente pelicular de transferencia de calor del fluido que circula por los tubos con respecto a la superficie externa del tubo interior:

$$h_{to} = h_t \cdot \frac{d_i}{d_e} \quad (14)$$

Paso 16. Cálculo de la velocidad másica superficial del fluido que circula por la coraza (G_s):

$$G_s = \frac{m_s}{a_s} \quad (15)$$

Paso 17. Determinación del diámetro equivalente de la coraza para arreglo triangular de los tubos (D_{eq}):

$$D_{eq} = \frac{4 \cdot \left(0,5 \cdot P_t \cdot 0,86 \cdot P_t - \frac{0,5 \cdot \pi \cdot d_e^2}{4} \right)}{0,5 \cdot \pi \cdot d_e} \quad (16)$$

Paso 18. Cálculo del número de Reynolds para el fluido que circula por la coraza (Re_s):

$$Re_s = \frac{D_{eq} \cdot G_s}{\mu_s} \quad (17)$$

Paso 19. Cálculo del número de Prandtl para el fluido que circula por la coraza (Pr_s):

$$Pr_s = \frac{Cp_s \cdot \mu_s}{k_s} \quad (18)$$

Paso 20. Determinación del coeficiente pelicular de transferencia de calor del fluido que circula por la coraza (h_s):

$$h_s = 0,36 \cdot \frac{k_s}{D_{eq}} \cdot Re_s^{0,55} \cdot Pr_s^{0,33} \quad (19)$$

Paso 21. Cálculo de la temperatura de la pared del tubo (T_p):

$$\left(\frac{1}{h_{to}} + R_t \right)^{-1} \cdot (T_p - \bar{t}) = \left(\frac{1}{h_s} + R_s \right)^{-1} \cdot (\bar{T} - T_p) \quad (20)$$

Paso 22. Búsqueda de la viscosidad de ambos fluidos a la temperatura de la pared del tubo:

- Fluido que circula por los tubos: $\mu_{t(p)}$ a T_p
- Fluido que circula por la coraza: $\mu_{s(p)}$ a T_p

Paso 23. Determinación del factor de corrección de viscosidad para ambos fluidos:

Fluido que circula por los tubos:

$$\left(\frac{\mu_t}{\mu_{t(p)}} \right)^{0,14} \quad (21)$$

Fluido que circula por la coraza:

$$\left(\frac{\mu_s}{\mu_{s(p)}} \right)^{0,14} \quad (22)$$

Paso 24. Corrección de los coeficientes peliculares de transferencia de calor de ambos fluidos con respecto al factor de corrección de viscosidad:

Fluido que circula por los tubos (h'_{to}):

$$h'_{to} = h_{to} \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_{t(p)}} \right)^{0,14} \quad (23)$$

Fluido que circula por la coraza (h'_s):

$$h'_s = h_s \cdot \left(\frac{\mu_s}{\mu_{s(p)}} \right)^{0,14} \quad (24)$$

Paso 25. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (U):

$$U = \left(\frac{1}{h'_{to}} + \frac{1}{h'_s} + R_t + R_s \right)^{-1} \quad (25)$$

Paso 26. Cálculo del coeficiente R:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (26)$$

Paso 27. Cálculo del coeficiente S:

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (27)$$

Paso 28. Cálculo del factor P_x :

$$P_x = \frac{1 - \left(\frac{R \cdot S - 1}{S - 1} \right)^{1/N_s}}{R - \left(\frac{R \cdot S - 1}{S - 1} \right)^{1/N_s}} \quad (28)$$

Paso 29. Cálculo del factor de corrección de temperatura (F_T):

$$F_T = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \cdot \frac{\ln \left[\frac{(1 - P_x)}{(1 - R \cdot P_x)} \right]}{\ln \left[\frac{\left(\frac{2}{P_x} \right) - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}}{\left(\frac{2}{P_x} \right) - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}} \right]} \quad (29)$$

Paso 30. Cálculo de la Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura (MLDT):

Flujo a contracorriente:

$$MLDT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (30)$$

Flujo en paralelo:

$$MLDT = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_2)}} \quad (31)$$

Paso 31. Cálculo de la diferencia verdadera de temperatura (ΔT):

$$\Delta T = MLDT \cdot F_t \quad (32)$$

Paso 32. Determinación del área de transferencia de calor calculada (A_{calc}):

$$A_{calc} = \frac{Q}{U \cdot \Delta T} \quad (33)$$

Paso 33. Determinación del área de transferencia de calor real (A_{real}):

$$A_{real} = \pi \cdot d_e \cdot N_t \cdot L_t \quad (34)$$

Paso 34. Cálculo del porcentaje de área en exceso (% A_{exc}):

$$\% A_{exc} = \frac{A_{real} - A_{calc}}{A_{calc}} \quad (35)$$

El porcentaje de área en exceso deberá ser menor o igual que 40 % para que el intercambiador de calor evaluado sea efectivo.

Caídas de presión

Paso 35. Cálculo del factor de fricción del fluido que circula por los tubos (f_t):

Según (Cao, 2010), el factor de fricción de un fluido que fluye por el interior de tubos depende del valor del número de Reynolds que presente. De esta manera:

Región laminar ($Re_t < 2100$):

$$f_t = \frac{16}{Re_t} \quad (36)$$

Región turbulenta ($Re_t \geq 2100$):

$$f_t = 1,2 \cdot (0,0014 + 0,125 \cdot Re_t^{-0,32}) \quad (37)$$

Paso 36. Cálculo de la caída de presión del fluido que circula por los tubos (Δp_t):

$$\Delta p_t = 4 \cdot f_t \cdot n_t \cdot \frac{L_t}{d_i} \cdot \frac{G_t^2}{2 \cdot \rho_t} \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_{t(p)}} \right)^\alpha \quad (38)$$

Dónde el exponente α es -0,25 para flujo laminar y -0,14 para flujo turbulento.

Paso 37. Cálculo de la caída de presión del fluido que circula por los tubos debido al cambio de dirección en los cabezales del intercambiador (Δp_r):

$$\Delta p_r = 4 \cdot n_t \cdot \frac{G_t^2}{2 \cdot \rho_t} \quad (39)$$

Paso 38. Cálculo de la caída de presión total del fluido que circula por los tubos (Δp_T):

$$\Delta p_T = \Delta p_t + \Delta p_r \quad (40)$$

Paso 39. Determinación del factor de fricción del fluido que circula por la coraza (f_s):

De acuerdo con (Cao, 2010), el factor de fricción del fluido que circula por la coraza de un intercambiador de calor puede ser correlacionado en función de su número de Reynolds. Así:

Para $Re_s < 500$:

$$f_s = \exp\left\{5,1858 - 1,7645 \cdot \ln(Re_s) + 0,13357 \cdot [\ln(Re_s)]^2\right\} \quad (41)$$

Para $Re_s \geq 500$:

$$f_s = 1,728 \cdot Re_s^{-0,188} \quad (42)$$

Paso 40. Cálculo de la caída de presión del fluido que circula por la coraza (Δp_s):

$$\Delta p_s = f_s \cdot \frac{(N_B + 1) \cdot D_s}{D_{eq}} \cdot \frac{G_s^2}{2 \cdot \rho_s} \cdot \left(\frac{\mu_{s(p)}}{\mu_s}\right)^{0,14} \quad (43)$$

2.3. Estudios de sensibilidad

Se efectuaron dos estudios de sensibilidad consistentes en determinar cómo influye un incremento de tanto el caudal de alimentación como la temperatura de entrada de la acetona sobre el parámetro % de área en exceso, para determinar a partir de qué valor de estas variables comienza a no ser factible el intercambiador de calor propuesto, así como también el rango de aplicabilidad de ambas variables.

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1. Porcentaje de área en exceso

A continuación se muestran los resultados obtenidos al realizar los cálculos para determinar el porcentaje de área en exceso del intercambiador propuesto.

Paso 1. Definición de los datos iniciales de las corrientes involucradas:

La Tabla 5 presenta los valores de los datos iniciales de cada corriente de fluido utilizada en el sistema de intercambio de calor.

Tabla 5. Datos iniciales de cada una de las corrientes involucradas en el sistema de intercambio de calor

Parámetro	Unidades	Fluido frío (acetona)	Fluido caliente (agua)
Caudal másico	kg/s	20	-
Temperatura de entrada	°C	25	90
Temperatura de salida	°C	60	70
Caída de presión máxima permisible	Pa	6 000	25 000
Factor de ensuciamiento	m ² .K/W	0,00035	0,00025

Fuente: Elaboración propia

Paso 2. Definición de los datos iniciales del intercambiador de calor propuesto:

En la Tabla 6 se detallan los datos iniciales del intercambiador de calor de tubo y coraza propuesto.

Tabla 6. Datos iniciales del intercambiador de calor de tubo y coraza propuesto

Parámetro	Unidades	Símbolo	Valor
Número de tubos	-	N_t	356
Número de pases por los tubos	-	n_t	2
Patrón de los tubos	-	Δ/\square	Triangular
Paso de los tubos	m	P_t	0,0254
Espaciado de los tubos	m	c	0,00635
Longitud del tubo	m	L_t	4,267
Espaciado de los deflectores	m	B	0,234
Número de deflectores	-	N_B	17
Diámetro de la coraza	m	D_s	0,5397
Diámetro nominal de los tubos	pulg	D_N	$\frac{3}{4}$
Calibre de los tubos	-	BWG	16

Fuente: Elaboración propia

Paso 3. Definición del diámetro interno y externo de los tubos en dependencia del diámetro nominal y el calibre:

Según (Cao, 2010), los tubos tendrán los valores de diámetro interior y exterior que se muestran en la Tabla 7, en dependencia de su diámetro nominal y calibre.

Tabla 7. Diámetro interno y externo de los tubos en dependencia de su diámetro nominal y calibre:

Parámetro	Unidades	Símbolo	Valor
Diámetro interior de los tubos	m	d_i	0,0157
Diámetro exterior de los tubos	m	d_e	0,019

Fuente: Elaboración propia

Paso 4. Cálculo de la temperatura media de cada corriente:

Fluido caliente:

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{90 + 70}{2} = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Fluido frío:

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{25 + 60}{2} = 42,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Paso 5. Búsqueda de las propiedades físicas de ambos fluidos a la temperatura media determinada en el paso anterior:

De acuerdo con (Perry & Green, 2008), las propiedades físicas de tanto la acetona como el agua caliente tendrán los valores que se exhiben en la Tabla 8.

Tabla 8. Propiedades físicas de ambos fluidos a la temperatura media determinada en el paso 4.

Propiedad	Unidades	Fluido frío (acetona)	Fluido caliente (agua)
Densidad	kg/m ³	766,27	978,22
Calor específico	J/kg.K	2232,57	4195,87
Viscosidad	Pa.s	0,000262	0,000357
Conductividad térmica	W/m.K	0,1530	0,6645

Fuente: Elaboración propia

Paso 6. Cálculo de la carga de calor (Q):

Como se disponen todos los datos de la corriente de acetona, el valor de la carga de calor se determinará mediante la ecuación (4). Así:

$$Q = m_f \cdot Cp_f \cdot (t_2 - t_1) = 20 \cdot 2232,57 \cdot (60 - 25) = 1\,562\,799 \text{ W}$$

Seguidamente se procederá a determinar el caudal de agua caliente necesario para efectuar el proceso de transferencia de calor. De esta manera, partiendo de:

$$Q = m_c \cdot Cp_c \cdot (T_1 - T_2)$$

Se despeja m_c , quedando:

$$m_c = \frac{Q}{Cp_c \cdot (T_1 - T_2)} = \frac{1\,562\,799}{4\,195,87 \cdot (90 - 70)} = 18,62 \text{ kg/s}$$

Paso 7. Cálculo del área de flujo de un tubo (a'_t):

$$a'_t = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,0157)^2}{4} = 0,000193 \text{ m}^2$$

Paso 8. Cálculo del área de flujo total de los tubos (a_t):

$$a_t = \frac{a'_t \cdot N_t}{n_t} = \frac{0,000193 \cdot 356}{2} = 0,0344 \text{ m}^2$$

Paso 9. Cálculo del área de flujo de la coraza (a_s):

$$a_s = \frac{D_s \cdot c \cdot B}{P_t} = \frac{0,5397 \cdot 0,00635 \cdot 0,234}{0,0254} = 0,0316 \text{ m}^2$$

Paso 10. Ubicación de los fluidos en el intercambiador de calor:

Según recomendaciones publicadas en (Kern, 1965) (Sinnott, 2005) (Thulukkanam, 2013), se ubicará el fluido frío (acetona) por el interior de los tubos, mientras que el fluido caliente (agua) fluirá por la coraza.

Se escogerá además un tipo de flujo a contracorriente verdadero para ambos fluidos que circulan por el interior del intercambiador de calor.

Paso 11. Cálculo de la velocidad másica superficial del fluido que circula por los tubos (G_t):

$$G_t = \frac{m_t}{a_t} = \frac{20}{0,0344} = 581,39 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

Paso 12. Determinación del número de Reynolds del fluido que circula por los tubos (Re_t):

$$Re_t = \frac{d_i \cdot G_t}{\mu_t} = \frac{0,0157 \cdot 581,39}{0,000262} = 34\,839,02$$

Paso 13. Determinación del número de Prandtl del fluido que circula por los tubos (Pr_t):

$$Pr_t = \frac{Cp_t \cdot \mu_t}{k_t} = \frac{2\,232,57 \cdot 0,000262}{0,1530} = 3,82$$

Paso 14. Cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor del fluido que circula por los tubos (h_t): Considerando el resultado obtenido en el Paso 12, la acetona fluye bajo régimen turbulento ya que $Re_t > 10\,000$, por lo que se empleará la ecuación (13) para determinar el coeficiente pelicular de transferencia de calor de este fluido. Luego:

$$h_t = \frac{k_t}{d_i} \cdot C \cdot Re_t^{0,8} \cdot Pr_t^{0,33} = \frac{0,1530}{0,0157} \cdot 0,023 \cdot (34\,839,02)^{0,8} \cdot (3,82)^{0,33}$$

$$h_t = 1\,500,28 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

La Tabla 9 expone los resultados obtenidos para los parámetros incluidos en los pasos 15 – 21.

Tabla 9. Resultados obtenidos de los parámetros incluidos en los pasos 15 – 21.

Paso	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
15	Corrección del coeficiente pelicular de transferencia de calor de la acetona con respecto a la superficie externa del tubo interior	h_{to}	1239,70	W/m ² .K
16	Velocidad másica superficial del agua	G_s	589,24	kg/m ² .s
17	Diámetro equivalente de la coraza	D_{eq}	0,0182	m
18	Número de Reynolds del agua	Re_a	30039,69	-
19	Número de Prandtl del agua	Pr_s	2,25	-
20	Coficiente pelicular de transferencia de calor del agua	h_s	4984,84	W/m ² .K
21	Temperatura de la pared del tubo	T_p	70,58	°C

Fuente: Elaboración propia

Paso 22. Búsqueda de la viscosidad de ambos fluidos a la temperatura de la pared del tubo:

Para una temperatura T_p igual a 70,58 °C, la viscosidad de tanto la acetona como el agua tendrán los siguientes valores según (Perry & Green, 2008):

Acetona: $\mu_{t(p)} = 0,000212 \text{ Pa}\cdot\text{s}$.

Agua: $\mu_{s(p)} = 0,000406 \text{ Pa}\cdot\text{s}$

Paso 23. Determinación del factor de corrección de viscosidad para ambos fluidos:

Acetona:

$$\left(\frac{\mu_t}{\mu_{t(p)}}\right)^{0,14} = \left(\frac{0,000262}{0,000212}\right)^{0,14} = 1,03$$

Agua:

$$\left(\frac{\mu_s}{\mu_{s(p)}}\right)^{0,14} = \left(\frac{0,000357}{0,000406}\right)^{0,14} = 0,98$$

Paso 24. Corrección de los coeficientes peliculares de transferencia de calor de ambos fluidos con respecto al factor de corrección de viscosidad:

Acetona (h'_{to}):

$$h'_{to} = h_{to} \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_{t(p)}}\right)^{0,14} = 1\,239,70 \cdot 1,03 = 1\,276,89 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Agua (h'_s):

$$h'_s = h_s \cdot \left(\frac{\mu_s}{\mu_{s(p)}}\right)^{0,14} = 4984,84 \cdot 0,98 = 4885,14 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

La Tabla 10 presenta los resultados obtenidos para los parámetros incluidos en los pasos 25 – 34:

Tabla 10. Resultados de los parámetros incluidos en los pasos 25 – 34.

Paso	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
25	Coefficiente global de transferencia de calor	U	629,72	W/m ² .K
26	Coefficiente R	R	0,571	-
27	Coefficiente S	S	0,538	-
28	Factor P _x	P _x	0,538	-
29	Factor de corrección de temperatura	F _T	0,907	-
30	Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura	MLDT	36,99	°C
31	Diferencia verdadera de temperatura	ΔT	33,55	°C
32	Área de transferencia de calor calculada	A _{calc}	73,97	m ²
33	Área de transferencia de calor real	A _{real}	90,63	m ²

3.2. Caídas de presión

Paso 35. Cálculo del factor de fricción de la acetona (f_t):

Debido a que la acetona fluye por el interior de los tubos bajo régimen turbulento ($Re \geq 2\ 100$), se hará uso de la ecuación (37) para determinar el factor de fricción de este fluido. Entonces:

$$f_t = 1,2 \cdot (0,0014 + 0,125 \cdot Re_t^{-0,32}) = 1,2 \cdot (0,0014 + 0,125 \cdot 34839,02^{-0,32})$$

$$f_t = 0,00696$$

Paso 36. Cálculo de la caída de presión de la acetona (Δp_t):

$$\Delta p_t = 4 \cdot f_t \cdot n_t \cdot \frac{L_t}{d_i} \cdot \frac{G_t^2}{2 \cdot \rho_t} \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_{t(p)}} \right)^\alpha$$

$$\Delta p_t = 4 \cdot 0,00696 \cdot 2 \cdot \frac{4,267}{0,0157} \cdot \frac{(581,39)^2}{2 \cdot 766,27} \cdot \left(\frac{0,000262}{0,000212} \right)^{-0,14}$$

$$\Delta p_t = 3\ 437,80\ Pa$$

Paso 37. Cálculo de la caída de presión de la acetona debido al cambio de dirección en los cabezales del intercambiador (Δp_r):

$$\Delta p_r = 4 \cdot n_t \cdot \frac{G_t^2}{2 \cdot \rho_t} = 4 \cdot 2 \cdot \frac{(581,39)^2}{2 \cdot 766,27} = 1\ 764,47\ Pa$$

Paso 38. Cálculo de la caída de presión total de la acetona (Δp_T):

$$\Delta p_T = \Delta p_t + \Delta p_r = 3\ 437,80 + 1\ 764,47 = 5\ 202,27\ Pa$$

Paso 39. Determinación del factor de fricción del agua (f_s):

Como $Re_s > 500$, se hará uso de la ecuación (42):

$$f_s = 1,728 \cdot Re_s^{-0,188} = 1,728 \cdot (30\ 039,69)^{-0,188} = 0,2487$$

Paso 40. Cálculo de la caída de presión del agua por la coraza (Δp_s):

$$\Delta p_s = f_s \cdot \frac{(N_B + 1) \cdot D_s}{D_{eq}} \cdot \frac{G_s^2}{2 \cdot \rho_s} \cdot \left(\frac{\mu_{s(p)}}{\mu_s} \right)^{0,14}$$

$$\Delta p_s = 0,2487 \cdot \frac{(17 + 1) \cdot 0,5397}{0,0182} \cdot \frac{(589,24)^2}{2 \cdot 978,22} \cdot \left(\frac{0,000406}{0,000357} \right)^{0,14}$$

$$\Delta p_s = 23\,987,28 \text{ Pa}$$

Tomando en cuenta los resultados obtenidos, se puede precisar que se intercambian 1 562 799 W de calor entre ambos fluidos, y que se requieren 18,62 kg/s de agua caliente para hacerle frente a la demanda de calor existente. Se obtienen velocidades másicas superficiales casi semejantes para ambos fluidos, esto es, 581,39 kg/m².s para la acetona y 589,24 kg/m².s para el agua, siendo la velocidad másica del agua 1,01 veces superior a la de la acetona. Los tubos tendrán un área total de 0,0344 m², mientras que el área total de la coraza será de 0,0316 m².

Por otro lado, el número de Reynolds de la acetona (34 839,02) es 1,16 veces superior que el número de Reynolds del agua (30 039,69), fluyendo ambos bajo régimen de flujo turbulento ya que se cumple que los valores calculados del número de Reynolds para los dos fluidos es superior a 10 000. Por su parte, el número de Prandtl de la acetona (3,82) es 1,69 veces superior al número de Prandtl del agua (2,25), mientras que el valor del coeficiente pelicular de transferencia de calor del agua (4984,84 W/m².K) es 3,32 veces superior que el coeficiente pelicular de transferencia de calor de la acetona (1500,28 W/m².K).

También, se obtuvo un calor del coeficiente global de transferencia de calor de 629,72 W/m².K, un factor de corrección de temperatura de 0,907, una Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura de 36,99 °C y una diferencia verdadera de temperatura de 33,55 °C. El área de transferencia de calor real del intercambiador de calor (90,63 m²) es 1,23 veces superior que el área de transferencia de calor calculada (73,97 m²), por lo que se obtiene un valor del porcentaje de área en exceso de 22,52 %, lo cual puede calificarse de aceptable tomando que es inferior al 40 % establecido en la definición del problema.

Por último, tanto la caída de presión total de la acetona (5 202,27 Pa) como la del agua (23 987,28 Pa) se encuentran por debajo de los límites máximos establecidos para ambas corrientes, los cuales son de 6 000 y 25 000 respectivamente. Vale destacar que la caída de presión del agua es 4,61 veces superior que la caída de presión de la acetona.

3.3. Estudios de sensibilidad

La Figura 1 expone los resultados del primer estudio de sensibilidad efectuado, es decir, con relación a determinar cómo influye un aumento del caudal de alimentación de la acetona sobre el porcentaje de área en exceso.

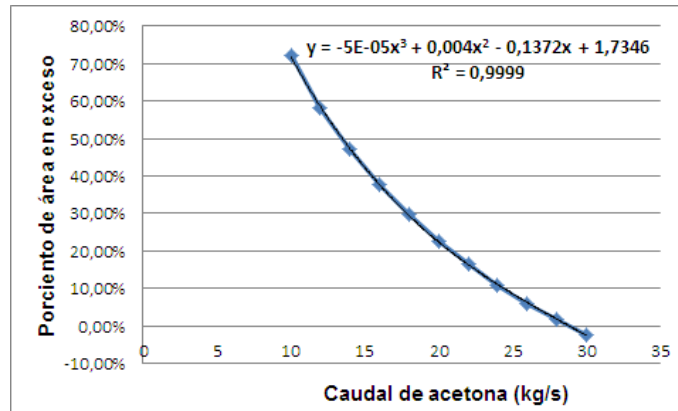


Figura 1. Resultados del primer estudio de sensibilidad
Fuente: Elaboración propia

Como bien se puede observar en la Figura 1 el incremento del caudal de alimentación de la acetona reduce el % de área en exceso. De esta manera, un valor del caudal de alimentación igual o inferior a 15,15 kg/s traerá consigo que el % de área en exceso sea superior a 40 %, por lo que el intercambiador de calor propuesto dejará de ser factible de emplear a partir de valores de caudal inferiores a 15,15 kg/s. También resulta adecuado precisar que a partir de un caudal superior a 28,70 aproximadamente, el % de área en exceso comienza a tener un valor negativo, es decir, el área calculada comienza a ser superior al área real, lo cual indica que el intercambiador de calor sugerido tiene un área de transferencia de calor real por debajo del área de transferencia de calor requerida bajo estas condiciones. Considerando lo anterior, el intercambiador de calor propuesto es factible de emplear para valores de caudal de alimentación de la acetona entre 15,15 – 28,7 kg/s, manteniendo todos los demás parámetros constantes.

La Figura 2 muestra los resultados del segundo estudio de sensibilidad, relacionado con la determinación de la influencia que presenta un incremento de la temperatura de entrada de la acetona sobre el porcentaje de área en exceso.

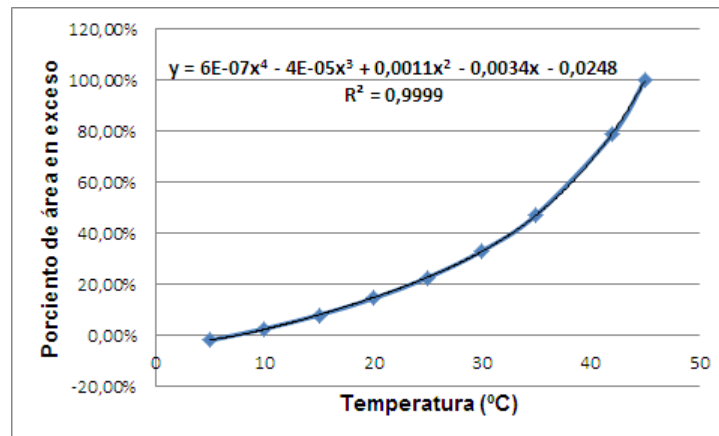


Figura 2. Resultados del segundo estudio de sensibilidad

Fuente: Elaboración propia

De acuerdo con los resultados descritos en la Figura 2, se puede indicar que a partir de valores de la temperatura de alimentación de la acetona inferiores a 7,95 °C se empiezan a obtener valores del porcentaje del área en exceso negativos, lo cual indica que el área calculada empieza a ser superior al área real del equipo, por lo que el intercambiador propuesto no es factible de emplear a partir de estas condiciones. También resulta válido especificar que a partir de valores de la temperatura de entrada la acetona de 32,6 °C aproximadamente, el equipo comienza a tener un porcentaje de área en exceso superior al 40 %

establecido por norma. Tomando en cuenta estos resultados, se concluye que el intercambiador de calor propuesto es factible de emplear para un rango de temperatura de alimentación de la acetona de 7,95 – 32,60 °C, manteniendo constantes los demás parámetros.

4. CONCLUSIONES

1. Se llevó a cabo la evaluación térmico-hidráulica de un intercambiador de calor de tubo y coraza para efectuar el calentamiento de 20 kg/s de una corriente de acetona desde 25 °C hasta 60 °C, empleando agua caliente a 90 °C.
2. Se obtuvo un valor del calor intercambiado entre ambos fluidos de 1 562 799 W, y se necesitan 18,62 kg/s de agua caliente para cumplir con esta demanda de calor.
3. El porcentaje de área en exceso calculada para el equipo tuvo un valor de 22,60 %, el cual no supera el valor máximo permisible establecido por el proceso (40 %).
4. La acetona presentó una caída de presión total de 5 202,27 Pa, mientras que la caída de presión calculada para la corriente de agua caliente ascendió a 23 987,28 Pa, las cuales no superan el límite máximo permisible establecido para ambas corrientes.
5. El intercambiador de calor de tubo y coraza propuesto puede ser empleado para el servicio de transferencia de calor demandado, pues el porcentaje de área en exceso es menor que 40 %, y los valores calculados de las caídas de presión para ambas corrientes no son superiores a las caídas de presión máximas permisibles establecidas por el proceso para éstas.
6. El intercambiador de calor propuesto es factible de emplear para un rango del caudal de alimentación de la acetona de 15,15 – 28,70 kg/s, y para un intervalo de la temperatura de entrada de la acetona de 7,95 – 32,60 °C.

REFERENCIAS

- Arani, A. A. A., & Uosofvand, H. (2020). Improving shell and tube heat exchanger thermohydraulic performance using combined baffle. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 30 (8), 4119-4140. doi:10.1108/HFF-06-2019-0514.
- Cao, E. (2010). *Heat transfer in process engineering*. New York, U.S.A: McGraw-Hill.
- Ebieta, C. E., and Eke, G. B. (2012). Performance Analysis of Shell and Tube Heat Exchangers: A case study. *Journal of Emerging Trends in Engineering and Applied Sciences*, 3 (5), 899-903.
- Kakaç, S., Liu, H., and Pramuanjaroenkij, A. (2012). *Heat Exchangers. Selection, Rating, and Thermal Design*. Boca Raton, U.S.A: CRC Press.
- Kern, D. Q. (1965). *Process Heat Transfer*. New York, U.S.A: McGraw-Hill.

Magazoni, F. C., Cabezas-Gómez, L., Alvariño, P. F., and Saiz-Jabardo, J. M. (2019). Thermal Performance of One-Pass Shell-And-Tube Heat Exchangers in Counter-Flow. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, 36 (2), 869 - 883. doi:10.1590/0104-6632.20190362s20180424.

Perry, R. H., and Green, D. W. (2008). *Perry's Chemical Engineers' Handbook* (8th ed.). New York, U.S.A: McGraw-Hill.

Sadeghzadeh, H., Aliehyaei, M., and Rosen, M. A. (2015). Optimization of a Finned Shell and Tube Heat Exchanger Using a Multi-Objective Optimization Genetic Algorithm. *Sustainability*, 7, 11679-11695. doi:10.3390/su70911679.

Shahrul, I. M., Mahbulul, I. M., Saidur, R., Khaleduzzaman, S. S., and Sabri, M. F. M. (2015). Performance evaluation of a shell and tube heat exchanger operated with oxide based nanofluids. *Heat and Mass Transfer*, 52 (8), 1425–1433. doi:10.1007/s00231-015-1664-6.

Singh, A., and Sehgal, S. S. (2013). Thermohydraulic Analysis of Shell-and-Tube Heat Exchanger with Segmental Baffles. *ISRN Chemical Engineering*, 2013, 1-5. doi:10.1155/2013/548676.

Singh, D., and Pal, N. D. (2016). Designing and Performance Evaluation of a Shell and Tube Heat Exchanger using Ansys (Computational Fluid Dynamics). *International Journal of Scientific Engineering and Applied Science*, 2 (3), 427-446.

Sinnott, R. K. (2005). *Chemical Engineering Design* (4th ed. Vol. 6). Oxford, U.K: Elsevier Butterworth-Heinemann.

Sujono, S., Dewi, A. K., and Soegiarto, T. S. (2020). Evaluating and optimizing performance of shell and tube heat exchanger using excel-solver. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 830, 1-10. doi:10.1088/1757-899X/830/4/042029.

Thulukkanam, K. (2013). *Heat Exchanger Design Handbook* (2nd ed.). Boca Raton, U.S.A: CRC Press.

Zhang, J.-F., He, Y.-L., and Tao, W.-Q. (2010). A Design and Rating Method for Shell-and-Tube Heat Exchangers With Helical Baffles. *Journal of Heat Transfer*, 132 (5), 1-8. doi:10.1115/1.4000457.

Zohuri, B. (2017). *Compact Heat Exchangers: Selection, Application, Design and Evaluation*. Switzerland: Springer International Publishing.

SEMBLANZA DE LOS AUTORES



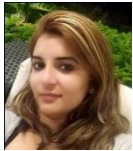
Amaury Pérez Sánchez: Obtuvo el grado de Ingeniero Químico en la Universidad de Camagüey, Cuba en el año 2009, donde actualmente es profesor instructor e investigador auxiliar. En estos momentos se encuentra estudiando un Máster en Biotecnología en el Centro de Ingeniería Genética y Biotecnología de Camagüey. Trabaja en líneas de investigación vinculadas fundamentalmente con el diseño de equipos de transferencia de calor y masa, simulación y optimización de procesos y operaciones de la industria química mediante el empleo de simuladores tales como SuperPro Designer® y ChemCAD®, y la evaluación técnico-económica de procesos y plantas biotecnológicas.



Rutdali María Segura Silva: Obtuvo el grado de Ingeniero Químico por la Universidad de Camagüey en el año 2001. Actualmente labora en el Centro de Ingeniería Genética y Biotecnología de Camagüey, en donde es Tecnóloga de Primer Nivel y Especialista Principal del Grupo de Desarrollo. Su área de investigación abarca el diseño de procesos productivos de vacunas, evaluación técnico-económica de procesos y operaciones de la industria biotecnológica, así como también el diseño y evaluación de equipos de transferencia de calor y masa. Es Máster en Análisis de Procesos por la Universidad de Camagüey desde el año 2013.



Jesús Rubén Montalván Viart: Obtuvo el grado de Ingeniero Químico por la Universidad de Camagüey en el año 1985. Se ha desempeñado desde ese año en instituciones productoras de alimentos en las áreas de producción y/o calidad. Desde hace 28 años labora en la Empresa Provincial Alimentaria de Camagüey, en donde actualmente es Especialista de Producción. Su área de trabajo abarca entre otras cosas, diseño de nuevos productos alimenticios, evaluación técnico-económica de productos, procesos y operaciones de la industria alimentaria, así como, la evaluación y adaptación de equipos. Es Máster en Educación Superior desde el año 2012 por la Universidad de Camagüey, donde se desempeña como profesor adjunto.



Elizabeth Ranero González. Obtuvo el grado de Ingeniero Químico en la Universidad de Camagüey, Cuba en el año 2016. Se desempeña profesionalmente como Profesor Instructor en la Universidad de Camagüey, Cuba. Su área de investigación abarca el diseño y evaluación de equipos y procesos de transferencia de calor y masa, evaluación termodinámica de procesos químicos, y la simulación de procesos y sistemas biotecnológicos.



Eddy Javier Pérez Sánchez: Obtuvo el grado de Ingeniero Químico en la Universidad de Camagüey, Cuba en el año 2016. Se desempeña profesionalmente en la Empresa de Servicios Automotores S.A., en el Departamento de Dirección Comercial. Trabaja en líneas de investigación relacionadas con el diseño, evaluación y/o operación de equipos de transferencia de calor y masa, así como también la simulación de procesos petroquímicos y biotecnológicos.