

Evaluación térmica de un intercambiador de calor de tubo y coraza para efectuar la condensación de etanol

Thermal evaluation of a shell and tube heat exchanger for ethanol condensation

A. Pérez-Sánchez ; C. N. Gastamiza-Sicilia ; E. Ranero-González ; E. J. Pérez-Sánchez 

Resumen— La adecuada evaluación y posterior selección de un intercambiador de calor para una aplicación determinada es de suma importancia para llevar a cabo una operación de intercambio de calor eficaz y eficiente. En el presente trabajo se realizó la evaluación térmica de un intercambiador de calor de tubo y coraza para efectuar la condensación de una corriente de etanol, utilizando para ello agua como refrigerante. También se realizó un estudio de sensibilidad con el fin de evaluar la influencia del incremento de tanto el caudal de alimentación del etanol como su temperatura de entrada sobre el porcentaje de área en exceso del intercambiador (% A_{exc}). Se obtuvo un valor del parámetro % A_{exc} de 24,23 %, lo cual indica que el intercambiador de calor propuesto puede emplearse satisfactoriamente para llevar a cabo el servicio de condensación requerido. El % A_{exc} disminuye con un aumento de tanto el caudal de alimentación del etanol como de su temperatura de entrada, lo cual indica que el intercambiador de calor propuesto puede manejar valores superiores tanto del caudal de alimentación del etanol (hasta 4 200 kg/h) como de la temperatura de entrada de este compuesto (hasta 100 °C).

Palabras claves— Condensador, etanol, evaluación térmica, porcentaje de área en exceso

Abstract—Proper evaluation and subsequent selection of a heat exchanger for a given application is of utmost importance to carry out an effective and efficient heat exchange operation. In the present work, the thermal evaluation of a shell-and-tube heat exchanger was accomplished to carry out the condensation of an

ethanol stream, using water as a coolant. A sensitivity study was also carried out in order to evaluate the influence of the increase in both the ethanol feed rate and its inlet temperature on the percent excess area of the exchanger (% A_{exc}). A value of the parameter % A_{exc} of 24.23% was obtained, which indicates that the proposed heat exchanger can be successfully used to achieve the required condensation service. The % A_{exc} decreases with an increase in both the ethanol feed rate and its inlet temperature, indicating that the proposed heat exchanger can handle higher values of both the ethanol feed rate (up to 4,200 kg/h) as well as the inlet temperature of this compound (up to 100 °C).

Index Terms— Condenser, ethanol, percent excess area, thermal evaluation,

I. INTRODUCCIÓN

LOS intercambiadores de calor siempre han sido parte importante de las operaciones y procesos de un gran número de plantas industriales. A lo largo de los últimos 50 años, la importancia de los intercambiadores de calor se ha incrementado desde el punto de vista de la eficiencia de conversión de la energía, rendimiento térmico y la recuperación de calor residual [1].

Un intercambiador de calor es un dispositivo que se emplea para transferir energía térmica entre dos fluidos, entre una superficie y un fluido, o entre partículas sólidas y un fluido, a diferentes temperaturas y en contacto térmico [2]. Entre las aplicaciones típicas que presenta este equipo se encuentran la de recuperar calor, esterilizar, pasteurizar, destilar, fraccionar, concentrar, cristalizar o controlar un fluido de proceso bajo ciertas condiciones térmicas [3].

El tipo de intercambiador de calor más comúnmente usado en la industria es el intercambiador de calor de tubo y coraza (ICTC), ya que suministra una cantidad de transferencia de calor relativamente elevada por unidad de volumen, es muy versátil y flexible, y puede ser diseñado para efectuar casi cualquier servicio de transferencia de calor [4].

La condensación es el proceso mediante el cual un vapor se transforma en líquido. Para que ocurra la condensación, resulta necesario remover calor a partir del fluido condensante mediante un medio refrigerante. Si el vapor es una sustancia

Este manuscrito fue enviado el 21 de mayo de 2020 y aceptado el 26 de septiembre de 2020.

A. Pérez-Sánchez. Profesor Instructor de la Facultad de Ciencias Aplicadas de la Universidad de Camagüey, Carretera Circunvalación Norte, km 5 ½, Camagüey, Cuba. (email: amaury.psanchez@reduc.edu.cu)

C. N. Gastamiza-Sicilia labora como especialista principal del área de Envasado de la Empresa Cervecería Tímina, Carretera Circunvalación Norte km 2 ½, Camagüey, Cuba. (e-mail: cosette@tinima.cu).

E. Ranero-González. Profesor Instructor de la Facultad de Ciencias Aplicadas de la Universidad de Camagüey, Carretera Circunvalación Norte, km 5 ½, Camagüey, Cuba. (e-mail: elizabeth.ranero@reduc.edu.cu).

E. J. Pérez-Sánchez. Especialista comercial, Dirección Comercial, Empresa Servicios Automotores S.A., Calle C, e/ Abraham Delgado y Marcial Gómez, Ciego de Ávila, Cuba (e-mail: eddy.perez@reduc.edu.cu).

pura, siempre y cuando la presión se mantenga constante, la condensación tiene lugar de forma isotérmica. La temperatura del proceso es la temperatura de saturación del vapor a la presión prevalente. En este caso. La cantidad de calor que debe removerse por unidad de masa para lograr la condensación de un vapor saturado se denomina calor latente de condensación. Este proceso puede ser efectuado de forma continua en un intercambiador de calor, el cual recibe el nombre específico de condensador [5].

Un condensador es un intercambiador de calor de dos fases en el cual el calor es generado a partir de la conversión de vapor en líquido y el calor generado es removido del sistema por medio de un refrigerante. Los condensadores pueden clasificarse en dos tipos principales: aquellos en donde el refrigerante y la corriente de condensado están separados por una superficie sólida, usualmente la pared de un tubo, y aquellos en donde el refrigerante y el vapor condensante son puestos en contacto directo [6].

Uno de los condensadores más empleados en la actualidad es el de tubo y coraza (Fig. 1), el cual consiste de una coraza (un recipiente a presión) con un haz de tubos huecos acomodados en su interior. El principio básico de operación es muy simple ya que ambos fluidos a diferentes temperaturas son puestos en contacto cercano para efectuar el intercambio de calor, pero se previene su mezclado por medio de algún tipo de barrera metálica (haz de tubos). Se emplean deflectores o baffles en la coraza para dirigir el flujo del fluido y como soporte para los tubos, incrementando de esta manera la turbulencia del fluido y, con ello, la tasa de transferencia de calor [7].

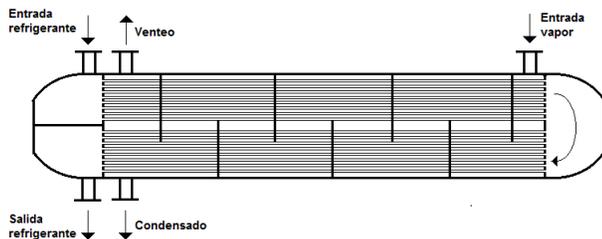


Fig 1. Intercambiador de calor de tubo y coraza.

Hasta la fecha varios autores han estudiado la operación y funcionamiento de condensadores. En este sentido, [8] elaboraron un modelo para describir el comportamiento de un condensador de tubo y coraza a escala industrial, el cual puede ser empleado tanto bajo condiciones de estado estacionario como transitorias. El modelo obtenido es capaz de predecir los caudales de vapor y condensado, caída de presión y las temperaturas del vapor, del condensado, de la pared y del refrigerante. También [9] analizaron el impacto de la variación del caudal, temperatura y velocidad del agua de enfriamiento sobre la transferencia de calor y la efectividad de un condensador de vapor de agua, aplicando para ello la teoría termodinámica y la simulación. Además [10] realizaron la optimización termo-económica de un condensador de tubo y coraza basado en dos métodos de optimización novedosos, llamados algoritmo genérico y de enjambre de partícula, con el fin de encontrar el costo total óptimo incluyendo tanto el costo

de inversión como el de operación del equipo. Por otro lado [11] llevaron a cabo la evaluación energética, exergética y económica de un condensador de tubo y coraza utilizando nanofluidos híbridos como refrigerantes, estudiando para ello la influencia de la concentración de la nanopartícula en la reducción de los requerimientos de refrigerante, potencia de bombeo y el costo de operación. Por último, [12] realizaron el análisis térmico-hidráulico de un condensado de vapor de agua no convencional utilizando tres simuladores convencionales: 1) Xchanger Suite®, 2) Aspen Shell & Tube Exchanger y 3) CHEMCAD®, conociendo los parámetros de entrada de las corrientes, las propiedades termofísicas de los fluidos y la geometría del aparato, para entonces comparar los resultados obtenidos con los datos experimentales.

En el presente trabajo se llevó a cabo la evaluación térmica de un condensador de tubo y coraza, con el fin de determinar si es el adecuado para llevar a cabo la condensación total de una corriente de etanol, utilizando para ello agua de enfriamiento como refrigerante. También se realizó un estudio de sensibilidad donde se evaluó la influencia del incremento de tanto el caudal de alimentación de la corriente de etanol gaseoso como de su temperatura de entrada, sobre el porcentaje de área en exceso del equipo ($%A_{exc}$).

II. MATERIALES Y MÉTODOS

A. Descripción del problema

Se desean condensar 3200 kg/h (0,89 kg/s) de una corriente de etanol gaseoso, el cual tendrá una temperatura de alimentación de 50 °C, y una presión de 0,15 bar. Se dispone para ello un intercambiador de calor de tubo y coraza horizontal con las siguientes características:

- Número total de tubos: 126.
- Longitud de los tubos: 4 m.
- Diámetro interior de los tubos: 0,0144 m.
- Diámetro exterior de los tubos: 0,01905 m
- Paso de los tubos: 0,02381 m.
- Arreglo de los tubos: Cuadrado.
- Diámetro interior de la coraza: 0,387 m.
- Número de pases por los tubos: 2.
- Número de pases por la coraza: 1.
- Espaciado de los deflectores: 0,150 m.

El refrigerante a emplear será agua de enfriamiento con una temperatura de entrada de 5 °C, mientras que la temperatura de salida de esta corriente no deberá exceder los 12 °C por razones de diseño. Se escoge un factor de obstrucción de 0,0002 y 0,0003 $m^2.K/W$ para la corriente de etanol y de agua, respectivamente [5], y se desea que los fluidos circulen a contracorriente dentro del equipo, fluyendo el fluido frío (agua de enfriamiento) por el interior de los tubos y el etanol por la coraza. Resulta necesario conocer si el intercambiador de calor propuesto es factible de utilizar para la operación de transferencia de calor planteada.

B. Metodología de cálculo utilizada

Para llevar a cabo la evaluación térmica del intercambiador de calor propuesto se emplearon correlaciones y ecuaciones publicadas fundamentalmente en [5] [6] [13], mediante las

cuales se determinó como parámetro principal el % de área de transferencia de calor en exceso (% A_{exc}) del equipo. A continuación se muestran los pasos o etapas a seguir para efectuar la evaluación del intercambiador de calor propuesto.

C. Determinación del por ciento de área en exceso

Paso 1. Recopilación de los datos iniciales de las corrientes:

Parámetro	Fluido caliente	Fluido frío	Unidades
Caudal másico	m_C	m_F	kg/s
Temperatura de entrada	T_1	t_1	°C
Temperatura de salida	T_2	t_2	°C
Factor de ensuciamiento	R_C	R_F	m ² .K/W

En este caso la temperatura de salida del fluido caliente (condensado) va a ser igual a la temperatura de saturación bajo la presión de trabajo de esta corriente, es decir: $T_2 = T_{sat}$.

Paso 2. Recopilación de los datos iniciales del intercambiador de calor de tubo y coraza propuesto:

Parámetro	Símbolo	Unidades
Número total de tubos	N_t	-
Longitud de los tubos	L_t	m
Diámetro interior de los tubos	d_i	m
Diámetro exterior de los tubos	d_e	m
Paso de los tubos	P_t	m
Arreglo de los tubos	\square/Δ	-
Diámetro interior de la coraza	D_i	m
Número de pases por los tubos	n_t	-
Número de pases por la coraza	n_c	-
Espaciado de los deflectores	B	m

Paso 3. Determinación de la temperatura de saturación (T_{sat}) del etanol a la presión de trabajo:

Paso 4. Cálculo de la temperatura promedio del fluido frío (\bar{t}):

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (1)$$

Paso 5. Búsqueda de las propiedades físicas del fluido caliente tanto en estado gaseoso (vapor) como líquido a la temperatura de saturación (T_{sat}):

Propiedad	Vapor	Líquido	Unidades
Densidad	$\rho_{C(V)}$	$\rho_{C(L)}$	kg/m ³
Viscosidad	$\mu_{C(V)}$	$\mu_{C(L)}$	Pa.s
Conductividad térmica	$k_{C(V)}$	$k_{C(L)}$	W/m.K
Calor específico	$Cp_{C(V)}$	$Cp_{C(L)}$	J/kg.K
Calor latente de condensación	λ_C		J/kg

Paso 6. Búsqueda de las propiedades físicas del fluido frío a la temperatura promedio determinada en el Paso 4.

Propiedad	Símbolo	Unidades
Densidad	$\rho_{F(L)}$	kg/m ³
Viscosidad	$\mu_{F(L)}$	Pa.s
Conductividad térmica	$k_{F(L)}$	W/m.K
Calor específico	$Cp_{F(L)}$	J/kg.K

Paso 7. Cálculo del calor intercambiado en la zona de condensación (Q_λ):

$$Q_\lambda = m_C \cdot \lambda_C \quad (2)$$

Paso 8. Cálculo del calor intercambiado en la zona de calor sensible (Q_S):

$$Q_S = m_C \cdot Cp_{C(V)} \cdot (T_1 - T_{sat}) \quad (3)$$

Paso 9. Cálculo del calor total intercambiado o carga de calor (Q_T):

$$Q_T = Q_\lambda + Q_S \quad (4)$$

Paso 10. Cálculo del caudal másico del fluido frío necesario para cumplir con la carga de calor requerida (m_F):

$$m_F = \frac{Q_T}{Cp_{F(L)} \cdot (t_2 - t_1)} \quad (5)$$

Paso 11. Cálculo de la temperatura del fluido frío en el punto de transición o de condensación (t_3):

$$t_3 = t_2 - \frac{Q_S}{m_F \cdot Cp_{F(L)}} \quad (6)$$

Paso 12. Cálculo de la Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura en cada zona:

Para flujo a contracorriente

- Zona de calor sensible:

$$MLDT_S = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_3)}{\ln \left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_3} \right)} \quad (7)$$

- Zona de condensación

$$MLDT_\lambda = \frac{(T_2 - t_3) - (T_2 - t_1)}{\ln \left(\frac{T_2 - t_3}{T_2 - t_1} \right)} \quad (8)$$

Paso 13. Estimación de los coeficientes R y S:

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} \quad (9)$$

$$S = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)} \quad (10)$$

Paso 14. Determinación del parámetro P_X :

$$P_X = \frac{1 - \left(\frac{R \cdot S - 1}{S - 1} \right)^{1/n_c}}{R - \left(\frac{R \cdot S - 1}{S - 1} \right)^{1/n_c}} \quad (11)$$

Paso 15. Determinación del factor de corrección de temperatura (F_t):

$$F_t = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \cdot \frac{\ln \left[\frac{(1 - P_X)}{(1 - R \cdot P_X)} \right]}{\ln \left[\frac{\left(\frac{2}{P_X} - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1} \right)}{\left(\frac{2}{P_X} - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1} \right)} \right]} \quad (12)$$

Paso 16. Cálculo de la diferencia de temperatura corregida:

- Zona de calor sensible:

$$\Delta T_S = MLDT_S \cdot F_t \quad (13)$$

- Zona de condensación:

$$\Delta T_\lambda = MLDT_\lambda \cdot F_t \quad (14)$$

Paso 17. Cálculo del área de flujo de los tubos (a_t):

$$a_t = \left(\frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \right) \cdot \frac{N_t}{n_t} \quad (15)$$

Paso 18. Cálculo de la velocidad del fluido que circula por el interior de los tubos (v_i):

Según el enunciado del problema, el agua fluirá por el interior de los tubos y el etanol por la coraza, por lo que se tiene que:

$$v_t = v_F = \frac{m_F}{\rho_{F(L)} \cdot a_t} \quad (16)$$

Paso 19. Cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor del fluido frío (h_F):

Según (Cao, 2010), para agua fluyendo por el interior de tubos se dispone de la siguiente correlación dimensional:

$$h_F = 1423 \cdot (1 + 0,0146 \cdot \bar{t}) \cdot \frac{v_F^{0,8}}{d_i^{0,2}} \quad (17)$$

Paso 20. Corrección del coeficiente pelicular de transferencia de calor del fluido frío con respecto a la superficie externa del tubo interior (h_{0F}):

$$h_{0F} = h_F \cdot \frac{d_i}{d_e} \quad (18)$$

1) *Cálculos en la zona de calor sensible:*

Paso 21. Cálculo del espaciado entre tubos (C):

$$C = P_t - d_e \quad (19)$$

Paso 22. Determinación del área de flujo de la coraza (a_c):

$$a_c = \frac{D_i \cdot C \cdot B}{P_t} \quad (20)$$

Paso 23. Estimación del diámetro equivalente de la coraza (D_{eq}):

Para un arreglo cuadrado de los tubos se tiene:

$$D_{eq} = \frac{4 \cdot \left(P_t^2 - \frac{\pi \cdot d_e^2}{4} \right)}{\pi \cdot d_e} \quad (21)$$

Paso 24. Cálculo del número de Reynolds del fluido que circula por la coraza en la zona de calor sensible [$Re_{C(S)}$]:

$$Re_{C(S)} = \frac{D_{eq} \cdot m_C}{a_c \cdot \mu_{C(V)}} \quad (22)$$

Paso 25. Cálculo del número de Prandtl del fluido que circula por la coraza en la zona de calor sensible [$Pr_{C(S)}$]:

$$Pr_{C(S)} = \frac{Cp_{C(V)} \cdot \mu_{C(V)}}{k_{C(V)}} \quad (23)$$

Paso 26. Determinación del coeficiente pelicular de transferencia de calor del fluido que circula por la coraza en la zona de calor sensible [$h_{C(S)}$]:

$$h_{C(S)} = 0,36 \cdot \left(\frac{k_{C(V)}}{D_{eq}} \right) \cdot Re_{C(S)}^{0,55} \cdot Pr_{C(S)}^{0,33} \quad (24)$$

Paso 27. Estimación del coeficiente global de transferencia de calor para la zona de calor sensible (U_S):

$$U_S = \frac{1}{\frac{1}{h_{0F}} + \frac{1}{h_{C(S)}} + R_C + R_F} \quad (25)$$

Paso 28. Determinación del área de transferencia de calor requerida para la zona de calor sensible (A_S):

$$A_S = \frac{Q_S}{U_S \cdot \Delta T_S} \quad (26)$$

2) *Cálculos en la zona de condensación:*

Paso 29. Cálculo del caudal másico promedio del fluido caliente (\bar{m}_C):

$$\bar{m}_C = \frac{m_C}{2} \quad (27)$$

Paso 30. Determinación de la velocidad másica superficial del fluido caliente (G_C):

$$G_C = \frac{\bar{m}_C}{a_c} \quad (28)$$

Paso 31. Cálculo del número de Reynolds del fluido caliente en la zona de condensación (Re_λ):

$$Re_\lambda = \frac{d_e \cdot G_C \cdot \rho_{C(L)}}{\rho_{C(V)} \cdot \mu_{C(L)}} \quad (29)$$

Paso 32. Cálculo del parámetro P:

$$P = \frac{\rho_{C(L)} \cdot \mu_{C(L)}}{\rho_{C(V)} \cdot \mu_{C(V)}} \quad (30)$$

Paso 33: Cálculo del número de Prandtl del fluido caliente en estado líquido [$Pr_{C(L)}$]:

$$Pr_{C(L)} = \frac{Cp_{C(L)} \cdot \mu_{C(L)}}{k_{C(L)}} \quad (31)$$

Paso 34. Suposición de la temperatura de la pared del tubo (T_p):

Paso 35. Cálculo del parámetro H:

$$H = \frac{Cp_{C(L)} \cdot (T_{sat} - T_p)}{Pr_{C(L)} \cdot \lambda_C} \quad (32)$$

Paso 36. Cálculo del parámetro X:

$$X = 0,9 \cdot \left(1 + \frac{1}{P \cdot H} \right)^{0,33} \quad (33)$$

Paso 37. Estimación del parámetro G'':

$$G'' = \frac{m_C}{L_t \cdot N_t^{2/3}} \quad (34)$$

Paso 38. Determinación del coeficiente pelicular de transferencia de calor del fluido caliente en la zona de condensación sin considerar la influencia de la velocidad del vapor (h_f):

$$h_f = \frac{1,5 \cdot \left(\frac{4 \cdot G''}{\mu_{C(L)}} \right)^{-0,33}}{\left(\frac{\mu_{C(L)}^2}{k_{C(L)}^3 \cdot \rho_{C(L)}^2 \cdot g} \right)^{0,33}} \quad (35)$$

Paso 39. Determinación del número de Nusselt del fluido caliente en la zona de condensación sin considerar la influencia de la velocidad del vapor (Nu_f):

$$Nu_f = \frac{h_f \cdot d_e}{k_{C(L)}} \quad (36)$$

Paso 40. Cálculo del número de Nusselt del fluido caliente en la zona de condensación corregido para la velocidad del vapor (Nu_λ):

$$Nu_\lambda = \left(X^4 \cdot Re_\lambda^2 + Nu_f^4 \right)^{1/4} \quad (37)$$

Paso 41. Determinación del coeficiente pelicular de transferencia de calor del fluido caliente en la zona de condensación corregido para la velocidad del vapor [$h_{C(\lambda)}$]:

$$h_{C(\lambda)} = \frac{Nu_\lambda \cdot k_{C(L)}}{d_e} \quad (38)$$

Paso 42. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor en la zona de condensación (U_λ):

$$U_\lambda = \frac{1}{\frac{1}{h_{C(\lambda)}} + \frac{1}{h_{0F}} + R_C + R_F} \quad (39)$$

Paso 43. Estimación de la temperatura promedio del fluido frío en la zona de condensación (\bar{t}_λ):

$$\bar{t}_\lambda = \frac{t_1 + t_3}{2} \quad (40)$$

Paso 44. Verificación de la temperatura de la pared del tubo (T_p):

$$T_p = T_2 - \frac{U_\lambda \cdot (T_2 - \bar{t}_\lambda)}{h_{0(\lambda)}} \quad (41)$$

Se acepta el valor calculado de T_p si se encuentra en el rango de $\pm 0,5$ °C con respecto al valor asumido en el paso 34. En caso de que esta condición no se cumpla se sustituye el valor de T_p calculado por medio de la ecuación (41) en la ecuación (32), y se vuelven a realizar los cálculos hasta que se cumpla el anterior requisito.

Paso 45. Cálculo del área de transferencia de calor requerida en la zona de condensación (A_λ):

$$A_\lambda = \frac{Q_\lambda}{\Delta T_\lambda \cdot U_\lambda} \quad (42)$$

Paso 46. Cálculo del área de transferencia de calor total requerida para efectuar la operación de condensación (A_T):

$$A_T = A_S + A_\lambda \quad (43)$$

Paso 47. Determinación del área total de transferencia de calor disponible por el intercambiador de calor (A_{int}):

$$A_{int} = \pi \cdot d_e \cdot L_t \cdot N_t \quad (44)$$

Paso 48. Cálculo del porcentaje de área en exceso ($\%A_{exc}$):

$$\%A_{exc} = \left(\frac{A_{int}}{A_T} - 1 \right) \cdot 100 \quad (45)$$

D. Estudio de sensibilidad

Se realizó un estudio de sensibilidad para evaluar la influencia del incremento de tanto el caudal de alimentación de la corriente de etanol gaseoso como de su temperatura de entrada, sobre el porcentaje de área en exceso del equipo ($\%A_{exc}$). En este caso el caudal de alimentación del etanol se varió entre 2500 – 4500 kg/h, mientras que la temperatura de entrada del etanol se modificó en el intervalo de 40 – 105 °C.

III. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

A. Por ciento de área en exceso

A continuación se muestran los resultados obtenidos al evaluar el intercambiador de calor propuesto, específicamente con respecto a la determinación del porcentaje de área en exceso ($\%A_{exc}$).

Paso 1. Recopilación de los datos iniciales de las corrientes:

La Tabla I muestra los datos iniciales de cada una de las corrientes involucradas en el proceso de intercambio de calor.

TABLA I.

DATOS INICIALES DE CADA UNA DE LAS CORRIENTES INVOLUCRADAS EN EL PROCESO

Parámetro	Etanol	Agua	Unidades
Caudal másico	0,89	-	kg/s
Temperatura de entrada	50	5	°C
Temperatura de salida	-	12	°C
Factor de ensuciamiento	0,0002	0,0003	m ² .K/W

Paso 2. Recopilación de los datos iniciales del intercambiador de calor de tubo y coraza propuesto

TABLA II

DATOS INICIALES DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CORAZA PROPUESTO

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
Número total de tubos	N_t	126	-
Longitud de los tubos	L_t	4	m
Diámetro interior de los tubos	d_i	0,0144	m
Diámetro exterior de los tubos	d_e	0,01905	m
Paso de los tubos	P_t	0,02381	m
Arreglo de los tubos	-	Cuadrado	-
Diámetro interior de la coraza	D_i	0,387	m
Número de pases por los tubos	n_t	2	-
Número de pases por la coraza	n_c	1	-
Espaciado de los deflectores	B	0,150	m

Paso 3. Temperatura de saturación del etanol a la presión de trabajo

Según [14] la temperatura de saturación del etanol a la presión de trabajo (0,15 bar) es de 37 °C, por lo tanto se tiene que $T_{sat} = T_2 = 37$ °C.

Paso 4. Temperatura promedio del fluido frío (\bar{t}):

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{5 + 12}{2} = 8,50 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1)$$

Paso 5. Propiedades físicas del etanol en ambos estados (vapor y líquido) a la temperatura de saturación (T_{sat}):

De acuerdo con [14], el etanol presenta las siguientes propiedades físicas a $T_{sat} = 37 \text{ } ^\circ\text{C}$.

TABLA III

PROPIEDADES FÍSICAS DEL ETANOL A LA TEMPERATURA DE SATURACIÓN (T_{sat}) TANTO EN ESTADO LÍQUIDO COMO VAPOR

Propiedad	Vapor	Líquido	Unidades
Densidad	0,28	775,27	kg/m ³
Viscosidad	0,0000914	0,0008694	Pa.s
Conductividad térmica	0,01860	0,16238	W/m.K
Calor específico	1 638,03	2 718,47	J/kg.K
Calor de condensación	908 639	-	J/kg

Paso 6. Propiedades físicas del agua de enfriamiento a la temperatura promedio determinada en el paso 4:

TABLA IV

PROPIEDADES FÍSICAS DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO A LA TEMPERATURA PROMEDIO CALCULADA EN EL PASO 4

Propiedad	Símbolo	Unidades
Densidad	999,915	kg/m ³
Viscosidad	0,001364	Pa.s
Conductividad térmica	0,5773	W/m.K
Calor específico	4 196,96	J/kg.K

La Tabla V presenta los resultados de los parámetros determinados en los pasos 7-20.

TABLA V

RESULTADOS DE LOS PARÁMETROS INCLUIDOS EN LOS PASOS 7-20

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
Calor intercambiado en la zona de condensación	Q_c	808 688,71	W
Calor intercambiado en la zona de calor sensible	Q_s	18 952,01	W
Calor total intercambiado	Q_T	827 640,72	W
Caudal másico requerido de agua de enfriamiento	m_F	28,17	kg/s
Temperatura del agua de enfriamiento en el punto de transición o de condensación	t_3	11,84	°C
Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura en la zona de calor sensible	$MLDT_s$	31,14	°C
Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura en la zona de condensación	$MLDT_\lambda$	28,44	°C
Coefficiente R	R	1,86	-
Coefficiente S	S	0,16	-
Parámetro PX	P_x	0,16	-
Factor de corrección de temperatura	F_t	0,987	-
Diferencia de temperatura corregida zona de calor sensible	ΔT_s	30,75	°C
Diferencia de temperatura corregida zona de condensación	ΔT_λ	28,09	°C
Área de flujo de los tubos	a_t	0,010	m ²
Velocidad del agua de enfriamiento	v_F	2,82	m/s
Coefficiente pelicular de transferencia de calor del agua de enfriamiento	h_F	8 561,58	W/m ² .K
Corrección del coeficiente pelicular de transferencia de calor del agua de enfriamiento con respecto a la superficie externa del tubo interior	h_{oF}	6 471,82	W/m ² .K

La Fig. 2 expresa el diagrama de temperatura del proceso de condensación, donde se muestran las temperaturas en los extremos y las intermedias de cada corriente de fluido.

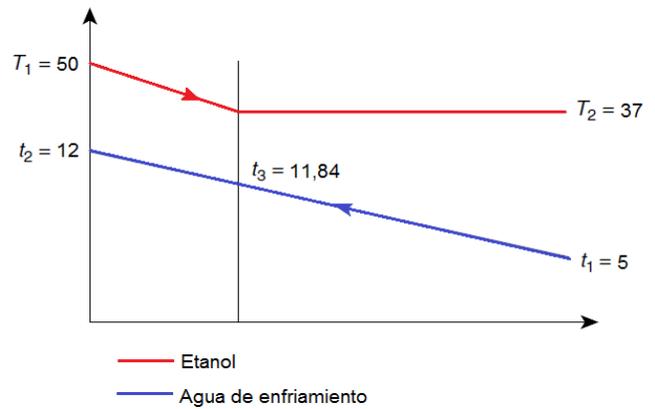


Fig. 2. Diagrama de temperatura de ambas corrientes de fluido durante el proceso de condensación

La Tabla VI describe los resultados obtenidos en los pasos 21-28, correspondientes a los cálculos en la zona de calor sensible.

TABLA VI

RESULTADOS OBTENIDOS PARA LOS PARÁMETROS DETERMINADOS EN LOS PASOS 21-28

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
Espaciado entre tubos	C	0,00476	m
Área de flujo de la coraza	a_c	0,0116	m ²
Diámetro equivalente de la coraza	D_{eq}	0,0188	m
Número de Reynolds del etanol en la zona de calor sensible	$Re_{c(s)}$	157 813,32	-
Número de Prandtl del etanol en la zona de calor sensible	$Pr_{c(s)}$	0,805	-
Coefficiente pelicular de transferencia de calor del etanol en la zona de calor sensible	$h_{0(s)}$	239,54	W/m ² .K
Coefficiente global de transferencia de calor para la zona de calor sensible	U_s	207,27	W/m ² .K
Área de transferencia de calor requerida para la zona de calor sensible	A_s	2,97	m ²

En la Tabla VII se exponen los resultados obtenidos al determinar los parámetros incluidos en los pasos 29-43, correspondientes a los cálculos en la zona de condensación.

TABLA VII

RESULTADOS OBTENIDOS PARA LOS PARÁMETROS INCLUIDOS EN LOS PASOS 29-33

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
Caudal másico promedio del etanol	\bar{m}_C	1 600	kg/h
Velocidad másica superficial del etanol	G_C	38,31	kg/s.m ²
Número de Reynolds del etanol en la zona de condensación	Re_λ	2 328 378,60	-
Parámetro P	P	263 363,55	-
Número de Prandtl del etanol en estado líquido	$Pr_{c(L)}$	14,55	-

Paso 34. Suposición de la temperatura de la pared del tubo (T_p):

Se asume una temperatura de la pared del tubo de 33,5 °C, la cual será comprobada posteriormente en el paso 44.

La Tabla VIII exhibe los resultados obtenidos durante el cálculo de los parámetros involucrados en los pasos 35-43.

TABLA VIII

RESULTADOS OBTENIDOS AL DETERMINAR LOS PARÁMETROS COMPENDIDOS EN LOS PASOS 35-43

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
Parámetro H	H	0,000719	-
Parámetro X	X	0,902	-

Parámetro G''	G''	0,00885	-
Coefficiente pelicular de transferencia de calor del etanol en la zona de condensación sin considerar la influencia de la velocidad del vapor	hf	1 311,04	W/m2.K
Número de Nusselt del etanol en la zona de condensación sin considerar la influencia de la velocidad del vapor	Nu _f	153,81	-
Número de Nusselt del etanol en la zona de condensación corregido para la velocidad del vapor	Nu _λ	1 376,39	-
Coefficiente pelicular de transferencia de calor del etanol en la zona de condensación corregido para la velocidad del vapor	h _{C(λ)}	11 732,19	W/m ² .K
Coefficiente global de transferencia de calor en la zona de condensación	U _λ	1 351,87	W/m ² .K
Temperatura promedio del fluido frío en la zona de condensación	\bar{t}_λ	8,42	°C

$$\% A_{exc} = \left(\frac{A_{int}}{A_T} - 1 \right) \cdot 100 \quad (45)$$

$$\% A_{exc} = \left(\frac{30,15}{24,27} - 1 \right) \cdot 100 = 24,23 \%$$

De acuerdo con los resultados obtenidos, el calor intercambiado para la zona de condensación (Q_λ) es 42,67 veces superior al calor intercambiado en la zona de calor sensible (Q_s). Esto ocurre debido al elevado valor que presenta el calor latente de condensación del etanol a la temperatura de saturación (908 639 J/kg).

Por su parte, el coeficiente pelicular de transferencia de calor del etanol en la zona de condensación [h_{C(λ)}] es 48,97 veces superior que el coeficiente pelicular de transferencia de calor del etanol en la zona de calor sensible [h_{C(S)}]. Esto se debe fundamentalmente al elevado valor del número de Reynolds obtenido en esta zona, el cual incrementa el valor del número de Nusselt del etanol en la zona de condensación corregido para la velocidad del vapor (Nu_λ) y, con ello, se incrementa proporcionalmente el valor de h_{C(λ)}.

Además, el coeficiente global de transferencia de calor en la zona de condensación (U_λ) es 6,52 veces superior que el coeficiente global de transferencia de calor en la zona de calor sensible (U_s), lo cual se debe básicamente al elevado valor de h_{C(λ)} obtenido.

También, el área de transferencia de calor necesaria para la zona de condensación (A_λ) es 7,17 veces superior que el área de transferencia de calor para la zona de calor sensible (A_s), debido esencialmente al elevado valor que presenta el calor intercambiado para la zona de condensación.

Por último, el intercambiador de calor propuesto presenta un % de área en exceso de aproximadamente 25 % con respecto al área total de transferencia de calor requerida, por lo que se concluye que este equipo puede emplearse satisfactoriamente para realizar la operación de condensación demandada.

B. Estudio de sensibilidad

La Fig. 3 muestra los resultados obtenidos durante el estudio de sensibilidad efectuado.

Paso 44. Verificación de la temperatura de la pared del tubo (T_p):

$$T_p = T_2 - \frac{U_\lambda \cdot (T_2 - \bar{t}_\lambda)}{h_{0(\lambda)}} \quad (41)$$

$$T_p = 37,2 - \frac{1\,351,87 \cdot (37,2 - 8,42)}{11\,732,19} = 33,88 \text{ °C}$$

Como se obtuvo un valor de T_p calculado dentro del rango de ± 0,5 °C con respecto al valor de T_p asumido en el paso 34 (33,5 °C), por lo que no se necesita corregirlo y realizar nuevamente los cálculos.

Paso 45. Área de transferencia de calor necesaria en la zona de condensación (A_λ):

$$A_\lambda = \frac{Q_\lambda}{\Delta T_\lambda \cdot U_\lambda} = \frac{808\,688,71}{28,09 \cdot 1\,351,87} = 21,29 \text{ m}^2 \quad (42)$$

Paso 46. Área de transferencia de calor total necesaria para efectuar la condensación (A_T):

$$A_T = A_S + A_\lambda = 2,97 + 21,29 = 24,27 \text{ m}^2 \quad (43)$$

Paso 47. Área total de transferencia de calor disponible por el intercambiador de calor (A):

$$A_{int} = \pi \cdot d_e \cdot L_t \cdot N_t \quad (44)$$

$$A_{int} = 3,14 \cdot 0,01905 \cdot 4 \cdot 126 = 30,15 \text{ m}^2$$

Paso 48. Porcentaje de área en exceso (%A_{exc}):

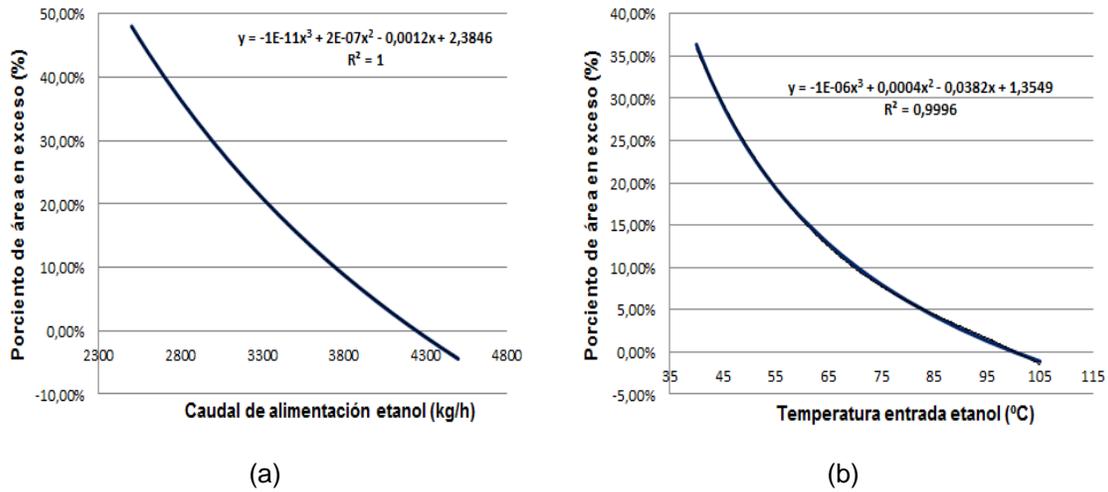


Fig. 3. Influencia del incremento de dos parámetros iniciales sobre el porcentaje de área en exceso del equipo.
 (a) Caudal de alimentación del etanol (m_c)
 (b) Temperatura de entrada del etanol (T_1)

Según se puede observar en la Fig. 3, el porcentaje de área en exceso disminuye con un aumento de tanto el caudal de alimentación del etanol como de su temperatura de entrada, lo cual indica que el intercambiador de calor propuesto puede manejar valores superiores de ambos parámetros. En el caso del caudal de alimentación, este puede alcanzar un valor de hasta 4 200 kg/h (manteniendo constante la temperatura de entrada del etanol en 50 °C), mientras que para la temperatura de alimentación, esta puede llegar hasta los 100 °C (manteniendo constante el caudal de alimentación en 3 200 kg/h) sin que el porcentaje de área en exceso alcance un valor negativo.

En resumen, el condensador propuesto puede manejar un valor del caudal de alimentación del etanol de hasta 4 200 kg/h (manteniendo constante T_1 en 50 °C), y un valor de la temperatura de alimentación del etanol de hasta 100 °C (manteniendo constante m_c en 3 200 kg/h), por lo que se concluye que resulta adecuado para el servicio de condensación propuesto, siendo posible además que pueda manejar valores superiores de ambos parámetros.

IV. CONCLUSIONES

1. Se obtuvo un valor del coeficiente global de transferencia de calor para la zona de calor sensible de 207,27 W/m².K.
2. Se obtuvo un valor del coeficiente global de transferencia de calor para la zona de condensación de 1 351,87 W/m².K.
3. Se obtuvo un valor del área total de transferencia de calor necesaria para efectuar la operación de condensación 24,27 m².
4. El intercambiador de calor propuesto puede manejar un valor del caudal de alimentación del etanol de hasta 4 200 kg/h (manteniendo constante la temperatura de entrada del etanol en 50 °C), y un valor de la temperatura de alimentación del etanol de hasta 100 °C (manteniendo constante el caudal de alimentación del etanol en 3 200 kg/h), sin que

el porcentaje de área en exceso alcance un valor negativo.

5. El intercambiador de calor propuesto puede emplearse satisfactoriamente para efectuar el servicio de condensación requerido debido a que se obtuvo un valor del porcentaje de área en exceso de 24,23 %.

V. NOMENCLATURA

a_c	Área de flujo de la coraza	m ²
a_t	Área de flujo de los tubos	m ²
A	Área de transferencia de calor	m ²
A_{int}	Área total de transferencia de calor disponible por el intercambiador de calor	m ²
A_T	Área de transferencia de calor total requerida para efectuar la operación de condensación	m ²
% A_{exc}	Porcentaje de área en exceso	%
B	Espaciado de los deflectores	m
C	Espaciado entre tubos	m
C_p	Calor específico a presión constante	J/kg.K
d_i	Diámetro interior de los tubos	m
d_e	Diámetro exterior de los tubos	m
D_{eq}	Diámetro equivalente de la coraza	m
D_i	Diámetro interior de la coraza	m
F_l	Factor de corrección de temperatura	-
G	Velocidad másica superficial	kg/m.s
G''	Parámetro	-
h	Coefficiente pelicular de transferencia de calor	W/m ² .K
h_0	Coefficiente pelicular de transferencia de calor corregido con respecto a la superficie externa del tubo interior	W/m ² .K
h_f	Coefficiente pelicular de transferencia de calor sin considerar la influencia de la velocidad del vapor	W/m ² .K
H	Parámetro	-
k	Conductividad térmica	W/m.K
L_t	Longitud de los tubos	m
m	Caudal másico	kg/s
\bar{m}	Caudal másico promedio	kg/s
MLDT	Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura	°C
n_t	Número de pases por los tubos	-
n_c	Número de pases por la coraza	-
N_t	Número total de tubos	-
Nu	Número de Nusselt	-
Nu_f	Número de Nusselt sin considerar la influencia de la velocidad del vapor	-

P	Parámetro	-
Pr	Número de Prandtl	-
P _t	Paso de los tubos	m
P _x	Parámetro	-
Q	Calor intercambiado	W
Q _T	Calor total intercambiado	W
R	Coefficiente de ensuciamiento	m ² .K/W
R	Coefficiente	-
Re	Número de Reynolds	-
S	Coefficiente	-
\bar{t}	Temperatura promedio del fluido frío	°C
t	Temperatura del fluido frío	°C
t _s	Temperatura del fluido frío en el punto de transición o de condensación	°C
\bar{t}_{λ}	Temperatura promedio del fluido frío en la zona de condensación	°C
T	Temperatura del fluido caliente	°C
T _p	temperatura de la pared del tubo	°C
ΔT	Diferencia de temperatura corregida	°C
U	Coefficiente global de transferencia de calor	W/m ² .K
v _i	Velocidad del fluido que circula por el interior de los tubos	m/s
X	Parámetro	-

REFERENCIAS

- [1] K. Harika, T. Likhitha, K. Hema, and P. Pavani, "Fabrication of Shell and Tube Heat Exchanger using Helical Baffles based on Kern's Principle," *International Journal of Current Engineering and Technology*, vol. 7, no. 3, pp. 821-826, July 2017.
- [2] P. O. Kalpesh, and M. Chopra, "Performance analysis of cross counter flow shell and tube heat exchanger by experimental investigation mathematical modeling," *International Journal of Engineering Research and Technology*, vol. 2, no. 7, pp. 271 – 276, 2013.
- [3] A. Isah, J. Sodiki, and B. Nkoi, "Performance Assessment of Shell and Tube Heat Exchanger in an Ammonia Plant," *European Journal of Engineering Research and Science*, vol. 4, no. 3, pp. 37-44, March 2019. DOI: 10.24018/ejers.2019.4.3.1145
- [4] R. W. Serth, *Process Heat Transfer: Principles and Applications*. Kingsville, TX, USA: Elsevier Science & Technology Books, 2007, pp. 126-158.
- [5] E. Cao, *Heat transfer in process engineering*. New York, NY, USA: McGraw-Hill, 2010, pp. 275-329.
- [6] S. Kakaç, H. Liu, and A. Pramuanjaroenkij, A. *Heat Exchangers. Selection, Rating, and Thermal Design*, 3rd ed., Boca Raton, FL, USA: CRC Press, 2012, pp. 491-541.
- [7] M. O. Petinrin, and A. A. Dare, (2016). "Performance of Shell and Tube Heat Exchangers with Varying Tube Layouts," *British Journal of Applied Science & Technology*, vol. 12, no. 2, pp. 1-8, 2016. DOI: 10.9734/BJAST/2016/20021.
- [8] T. W. Botsch, K. Stephan, J.-L. Alcock, and D. R. Webb, "Modelling and simulation of the dynamic behaviour of a shell-and-tube condenser," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 40, no. 17, pp. 4137-4149, 1997. DOI: 10.1016/S0017-9310(97)00019-7.
- [9] L. Pattanayak, B. N. Padhi, and B. Kodamasingh, "Thermal performance assessment of steam surface condenser," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 14, pp. 1-8, June 2019. DOI: 10.1016/j.csite.2019.100484.
- [10] H. Hajabdollahi, P. Ahmadi, and I. Dincer, "Thermoeconomic optimization of a shell and tube condenser using both genetic algorithm and particle swarm," *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, pp. 1066-1076, 2011. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2011.02.014.
- [11] S. K. Singh, and J. Sarkar, "Energy, exergy and economic assessments of shell and tube condenser using hybrid nanofluid as coolant," *International Communications in Heat and Mass*

Transfer, vol. 98, pp. 41-48, 2018 DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2018.08.005.

- [12] T. Pačiska, Z. Jegla, B. Kilkovský, M. Reppich, and V. Turek, "Thermal Analysis of Unconventional Process Condenser Using Conventional Software," *Chemical Engineering Transactions*, vol. 35, pp. 469-474, 2013 DOI: 10.3303/CET1335078.
- [13] D. Q. Kern, *Procesos de transferencia de calor*, México D.F. México: Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V., 1999, pp. 301-368.
- [14] R. H. Perry, and D. W. Green, D. W. *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. 8th ed., New York, NY, USA: McGraw-Hill, 2008, pp.2-265 – 2.266.



Amaury Pérez Sánchez nació en Camagüey, Cuba en 1984. Recibió su título de Ingeniero Químico por parte de la Universidad de Camagüey en 2009. Actualmente se desempeña como profesor instructor de la Facultad de Ciencias Aplicadas, Universidad de Camagüey. Sus áreas de investigación incluyen la modelación y simulación de procesos químicos y biotecnológicos, diseño de equipos de transferencia de calor y masa, plantas y operaciones de la industria biotecnológica.

y el diseño de plantas y operaciones de la industria biotecnológica. Su producción abarca la publicación de 32 artículos en revistas indexadas, y la elaboración de un libro de simulación de procesos. Actualmente se encuentra cursando una Maestría en Biotecnología.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0000-0002-0819-6760>



Cosette Nicetas Gastamiza Sicilia nació en Camagüey, Cuba en 1978. Obtuvo el título de Ingeniero Químico por parte de la Universidad de Camagüey, Cuba, en el año 2004. Actualmente se desempeña profesionalmente como Especialista Principal de Calidad en el área de Envasado de la Fábrica de Cerveza

Tínima, de la ciudad de Camagüey, Cuba. Su área de investigación abarca el diseño y evaluación de equipos de transferencia de calor y de masa, así como también sistemas de refrigeración industrial, con especial énfasis en compresores. En la actualidad se encuentra cursando un Máster en Análisis de Procesos en la Industria Química. ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6395-9292>



Elizabeth Ranero González. Nació en Ciego de Ávila, Cuba en 1993. Obtuvo el título 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.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9755-0276>



Eddy Javier Pérez Sánchez nació en Camagüey, Cuba en 1992. Obtuvo el título 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.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4481-1262>