

Diseño termo-hidráulico de un intercambiador de calor de carcasa y tubos para refrigeración con ácido acrílico.

Thermo-hydraulic design of a shell and tube heat exchanger for acrylic acid cooling.

Amaury Pérez Sánchez ¹ *; Laura Thalía Álvarez Lores ²; Laura de la Caridad Arias Águila ³; Lizthalia Jiménez Guerra ⁴

Recibido: 06/03/2025 – Aceptado: 29/08/2025 – Publicado: 01/01/2026

Artículos de
investigación



Artículos
de revisión



Ensayos



* Autor
correspondiente.



Esta obra está licenciada bajo la licencia Creative Commons Atribución-No Comercial-CompartirIgual 4.0 Internacional (CC BY-NC-SA 4.0). Los autores conservan los derechos sobre sus artículos y son libres de compartir, copiar, distribuir, interpretar y comunicar públicamente la obra, siempre que se dé una atribución adecuada, el uso no sea comercial y cualquier obra derivada esté licenciada bajo los mismos términos.

Resumen.

Los intercambiadores de calor de carcasa y tubos (STHE), en sus diversas formas, son sin duda los equipos de transferencia de calor más utilizados y utilizados en las industrias de procesamiento químico. El objetivo del presente trabajo es diseñar, desde el punto de vista termohidráulico, un STHE 1-2 para enfriar 50.000 kg/h de un flujo de ácido acrílico de 97 a 40 °C utilizando agua como refrigerante a una temperatura de entrada de 25 °C. El STHE propuesto presentará un área de transferencia de calor de 284,29 m², un coeficiente global de transferencia de calor de 364,26 W/m². K, varios tubos de 702, un diámetro del haz de 975,62 mm y un diámetro de proyectil de 1.047,62 mm. El tipo seleccionado de STHE es de cabeza flotante de anillo dividido, la carga térmica tiene un valor de 1.733,59 kW, se requerirán 20,74 kg/s (74.664 kg/h) de agua de refrigeración para realizar el servicio de transferencia de calor, mientras que los valores de la caída de presión tanto del agua (402,54 Pa) como del ácido acrílico (2.479,27 Pa) están por debajo de los límites máximos permitidos por el proceso de intercambio térmico, que son 1.000 Pa y 3.000 Pa para el agua y el ácido acrílico, respectivamente. El STHE diseñado tendrá un coste de compra de USD \$ 101.209.

Palabras clave.

Diseño; intercambiador de calor de carcasa y tubos; Área; Caída de presión, coste de compra.

Abstract.

Shell and tube heat exchangers (STHE) in their various manifestations are undoubtedly the most widely and commonly used heat transfer equipment in the chemical processing industries. The objective of the present work is to design, from the thermo-hydraulic point of view, a 1-2 STHE to cool 50,000 kg/h of an acrylic acid stream from 97 to 40 °C using water as coolant at an inlet temperature of 25 °C. The proposed STHE will present a heat transfer area of 284.29 m², an overall heat transfer coefficient of 364.26 W/m².K, a number of tubes of 702, a bundle diameter of 975.62 mm, and a shell diameter of 1,047.62 mm. The selected type of STHE is split-ring floating head, the heat load has a value of 1,733.59 kW, it will be required 20.74 kg/s (74,664 kg/h) of cooling water to carry out the heat transfer service, while the values of the pressure drop of both the water (402.54 Pa) and the acrylic acid (2,479.27 Pa) are below the maximum allowable limits set by the heat exchange process, which are 1,000 Pa and 3,000 Pa for the water and acrylic acid, respectively. The designed STHE will have a purchase cost of USD \$ 101,209.

Keywords.

Design; Shell and Tube Heat Exchanger; Area; Pressure Drop, Purchase Cost.

1.- Introducción

La transferencia de calor es el campo que se centra básicamente en la velocidad a la que se intercambia el calor entre objetos calientes y fríos, denominados fuente y receptor, respectivamente. Los dispositivos utilizados para facilitar esta transferencia de calor se conocen como intercambiadores de calor [1].

Los intercambiadores de calor funcionan con el concepto de transferir energía térmica entre un fluido a una temperatura más alta y otro a una temperatura más baja. Funcionan permitiendo que el fluido caliente entre en contacto con el fluido refrigerante, ya sea directa o indirectamente. Este mecanismo permite que el calor se transfiera del fluido más caliente al más frío, lo que provoca una reducción de la temperatura del primer fluido y un aumento de la temperatura del segundo fluido. La dirección de transferencia de calor está determinada por si se requiere calefacción o refrigeración para el sistema particular [2].

La transferencia de calor ocurre principalmente mediante conducción y convección. Los intercambiadores de calor suelen categorizarse según el número de fluidos involucrados, las características de los elementos superficiales, aspectos de diseño, patrones de flujo de fluidos y sus técnicas de transferencia de calor [3].

Entre las distintas categorías de intercambiadores de calor, los intercambiadores de calor de carcasa y tubos (STHEs) son razonablemente sencillos de ensamblar y ofrecen una amplia gama de aplicaciones tanto para gases como líquidos a través de amplios niveles de temperatura y presión [3].

En STHE, dos fluidos con temperaturas variables fluyen a través del sistema. Un fluido viaja dentro de los tubos (conocido como lado del tubo) mientras que el otro circula alrededor de los tubos dentro de la carcasa (denominado lado de la carcasa). La energía térmica se intercambia entre

¹ Universidad de Camagüey; Facultad de Ciencias Aplicadas; amaury.perez84@gmail.com; <https://orcid.org/0000-0002-0819-6760>, Camagüey; Cuba.

² Universidad de Camagüey; Facultad de Ciencias Aplicadas; laura.alvarez@reduc.edu.cu; <https://orcid.org/0009-0007-2643-018X>, Camagüey; Cuba.

³ Universidad de Camagüey; Facultad de Ciencias Aplicadas; aguilaariaslaura@gmail.com; <https://orcid.org/0000-0002-6494-9747>, Camagüey; Cuba.

⁴ Universidad de Camagüey; Facultad de Ciencias Aplicadas; lizthalia.jimenez@reduc.edu.cu; <https://orcid.org/0000-0002-2471-7263>

los fluidos a través de las paredes de los tubos, moviéndose del lado del tubo al lado de la carcasa o viceversa. Estos fluidos pueden estar en estado líquido o gaseoso, ya sea en el lado de la carcasa o en el lado del tubo. Para facilitar una transferencia efectiva de calor, se requiere un área considerable de transferencia de calor, lo que lleva a la utilización de numerosos tubos.

Los STHE pueden diseñarse especialmente teniendo en cuenta factores como la funcionalidad, la facilidad de mantenimiento, la adaptabilidad y la seguridad, lo que da lugar a un intercambiador de calor altamente duradero que fomenta su amplia aplicación en diversos sectores. Se proyecta que más del 35-40% de los intercambiadores de calor utilizados en los sectores de ingeniería contemporáneos sean de tipo shell and tube, gracias a su diseño estructural fiable, fácil mantenimiento y potencial de actualización. Para una eficiencia óptima en la transferencia de calor, los intercambiadores de calor de carcasa y tubos deben aspirar a una caída de presión mínima, una mayor velocidad de flujo másico en el lado de la carcasa, un coeficiente de transferencia de calor alto y un ensuciamiento mínimo o insignificante, entre otras características esenciales [3].

Los STHE facilitan el intercambio de grandes cantidades de calor de forma eficiente y rentable, ofreciendo una superficie de tubo de bajo coste mientras minimizan el área necesaria en el suelo, el volumen de líquido y el peso total, mientras que están disponibles en diversos tamaños y longitudes [4].

Estos intercambiadores de calor son comunes en diversos sectores, como las instalaciones de generación eléctrica donde actúan como condensadores, y en los sectores químico y petroquímico para funciones de precalentamiento o refrigeración [5]. También trabajan en refrigeración, control climático y la industria de la producción de alimentos, entre otros [3]. Los usos comunes suelen incluir el calentamiento o refrigeración de corrientes de fluidos relevantes y la condensación o evaporación de mezclas fluidas. Además, ciertas aplicaciones buscan recuperar o rechazar calor o realizar esterilización, pasteurización, fraccionamiento, destilación, concentración, cristalización o ajuste térmico de fluidos de proceso [6].

El diseño termohidráulico de un intercambiador de calor de carcasa y tubos generalmente implica calcular la superficie de transferencia de calor, la cantidad de calor transferido, la eficiencia global de transferencia de calor, la cantidad de tubo, las dimensiones del tubo, la disposición, el número de pasadas para la carcasa y el tubo, el tipo de intercambiador de calor (como láminas tubulares fijas o haces de tubos extraíbles), el espaciado entre los tubos, la cantidad y especificaciones de los deflectores, así como caídas de presión tanto en el lado de la carcasa como en el de los tubos, entre otros factores [4].

Se han documentado numerosas investigaciones relacionadas con el diseño de una STHE. En este contexto, [5] introdujo un enfoque de diseño detallado para STHE influido por el análisis de índices de flexibilidad. Este enfoque pretende mitigar desafíos como posibles ineficiencias en el diseño o el funcionamiento inadecuado de sistemas de proceso completos. Esta investigación incorpora un algoritmo genético con restricciones estrictas para optimizar el diseño del STHE. Además, [4] proporcionó información sobre los cálculos necesarios para diseñar intercambiadores de calor de la variedad de casca y tubos, describiendo un proceso metódico para determinar diseños, con la intención de servir como guía estandarizada para realizar estos cálculos de forma sistemática para el diseño de los STEM. De manera similar, [7] se centró en diseñar un STHE destinado a aplicaciones relacionadas con la producción de celulosa de nanofibrillas, cumpliendo con los estándares TEMA y ejecutando cálculos de parámetros manualmente a través del programa Microsoft Excel. Del mismo modo, [8] diseñó un intercambiador de calor de carcasa y tubos para locomotoras diésel empleando la técnica Bell Delaware para obtener diversas dimensiones, incluyendo carcasa, tubos y deflectores. Posteriormente, se realizó un análisis térmico usando COMSOL, aplicando diversas cargas térmicas mientras se ajustaba el número de deflectores. Además, [2] destacó el diseño y evaluación de intercambiadores de calor de carcasa y tubos examinando diferentes materiales y sus capacidades de transferencia de calor desde superficies, al tiempo que estudiaba el espaciado de los deflectores y su influencia en la transferencia de calor mediante el análisis de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD). Los hallazgos se contrastaron con modelos teóricos. El diseño y la simulación del intercambiador de calor se completaron utilizando PTC Creo Parametric y ANSYS Fluent para análisis CFD, considerando materiales como cobre, aluminio y acero.

En [9], se presentó un intercambiador de calor de carcasa y tubos contracorriente construido para una planta de fabricación de ácido nítrico, donde el diseño se llevó a cabo con una capacidad de procesamiento objetivo de 100 toneladas de ácido nítrico por día. Este proyecto empleó dos metodologías distintas, el enfoque de Kern y el de Bell, durante el proceso de diseño. Se determinó que el enfoque de Bell proporcionaba resultados más precisos, ya que el coeficiente total de transferencia de calor derivado de este método coincidía estrechamente con el valor previsto. Además, el diseño incluía componentes auxiliares del intercambiador de calor como bridas, juntas, tornillos, soportes y sillas. En otro estudio [10], los investigadores diseñaron y evaluaron la eficacia de un intercambiador de calor de carcasa y tubos utilizando tanto el enfoque de Kern como el software de Ansys, empleando CFD para analizar la temperatura y el caudal dentro de los tubos y la carcasa, llegando a la conclusión de que la transferencia de calor a lo largo de la longitud del tubo varía. En [11], se describió un método sencillo para diseñar un intercambiador de calor de carcasa y tubos para aplicaciones en las industrias de

bebidas y procesos; Este proceso de diseño abordó tanto aspectos térmicos como estructurales. El aspecto del diseño térmico consistió en calcular la superficie efectiva necesaria (que se refiere al número de tubos) y determinar la diferencia de temperatura media logarítmica, mientras que el diseño mecánico consistió en diseñar la carcasa para soportar tanto presiones internas como externas, junto con el diseño de tubos, deflectores, juntas, etc. El proceso de diseño se ajustó a los estándares ASME/TEMA.

En [12], se desarrolló un intercambiador de calor de carcasa y tubo con un solo paso de carcasa junto con dos pasados tubulares para funcionar como calentador de agua, utilizando agua de azufre como agente calefactor. Los materiales de construcción elegidos para el intercambiador de calor incluyeron acero inoxidable 304 para las carcasas y cobre para los tubos. Asimismo, en [13], se introdujo un enfoque de diseño y clasificación para STHes equipados con deflectores helicoidales, basado en fuentes públicas existentes y en la técnica Bell-Delaware prevalente para STHes que utilizan deflectores segmentados. Este método sustituyó varios factores de tipo de curva de la literatura por fórmulas matemáticas para simplificar el diseño de ingeniería, detallando así el proceso de cálculo para el enfoque propuesto. Finalmente, [14] explora los principios fundamentales del diseño térmico para STHes, discutiendo elementos como los componentes de las STHes; su clasificación basada en la construcción y la operación; datos necesarios para el diseño térmico; diseño de lado tubular; diseño lateral de carcasa, que incorpora disposición de tubos, deflector, caída de presión en el lado de la carcasa; y la diferencia media de temperatura. Hace hincapié en el uso de ecuaciones esenciales relacionadas con la transferencia de calor y la pérdida de presión tanto en el lado del tubo como en el lado de la carcasa para el diseño óptimo del STHE.

Varios libros [1] [15]-[18] describen metodologías de cálculo útiles para diseñar STHes desde el punto de vista térmico e hidráulico, que son adaptaciones modernas o versiones del método clásico de Kern, además de describir el método Bell-Delaware.

En ciertas plantas químicas se desea enfriar 50.000 kg/h de un chorro de ácido acrílico producido en el fondo de una columna de destilación antes de almacenarlo, y para ello se propuso un intercambiador de calor de carcasa y tubos. En este contexto, el objetivo de este estudio es diseñar un STHE para enfriar este flujo de ácido acrílico de 97 °C a 40 °C utilizando agua de enfriamiento a una temperatura de entrada de 25 °C. Para diseñar el STHE se aplicó la metodología de cálculo reportada en [17], basada en el enfoque de Kern, debido a su simplicidad y características innovadoras. Esta metodología permite calcular varios parámetros de diseño para el STHE, como el área de intercambio térmico, el número de tubos, el diámetro de la carcasa, el coeficiente total de transferencia de calor, así como la caída de presión de ambas corrientes. Además, el

coste de compra del STHE diseñado se calculará y actualizará hasta el año 2024.

2. - Materiales y métodos.

2.1. Enunciado del problema

Se requiere enfriar 50.000 kg/h de un chorro de ácido acrílico que sale del fondo de la columna de destilación de 97 °C a 40 °C utilizando agua de enfriamiento a una temperatura de entrada de 25 °C. Para este servicio de transferencia de calor se propone un intercambiador horizontal de carcasa y tubos que funcione como enfriador. La temperatura de salida del agua de refrigeración no debe superar los 45 °C por motivos de seguridad, mientras que la caída de presión entre los chorros de ácido acrílico y agua de refrigeración no debe superar los 5.000 Pa y 1.000 Pa respectivamente. El intercambiador de calor debe funcionar bajo disposición de contracorriente y será de tipo 1-2, es decir, con un paso de carcasa y dos pasadas tubulares. Para diseñar el intercambiador de calor propuesto de 1-2 carcasa y tubos se utilizará la metodología reportada por [17], basada en el enfoque de Kern. Además, el coste de compra del intercambiador de calor se calculará utilizando la correlación publicada en [17], que depende del área de intercambio de calor calculada.

2.2. Metodología de diseño.

La metodología de cálculo aplicada para diseñar el intercambiador de calor de carcasa y tubos desde el punto de vista termohidráulico se muestra a continuación.

Diseño preliminar

Paso 1. Definición de los datos iniciales disponibles para los dos flujos:

La Tabla 1 muestra los datos iniciales disponibles para los dos flujos.

Tabla 1. Datos iniciales disponibles para ambos flujos.

Parámetro	Unidades	Fluido frío	Fluido caliente
Caudal másico	kg/h	m_c	m_h
Temperatura de entrada	°C	t_1	T_1
Temperatura de salida	°C	t_2	T_2
Caída máxima de presión permitida	Pa	$\Delta P_{c(p)}$	$\Delta P_{h(p)}$
Factor de incrustación	W/m ² °C	R_c	R_h

Fuente: Explicación propia.

Paso 2. Temperatura media de ambos arroyos:

- Fluido frío (\bar{t})

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

- Fluido caliente (\bar{T})

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

Paso 3. Propiedades físicas de ambos fluidos a la temperatura media:

La Tabla 2 presenta las propiedades físicas que deben definirse para ambos fluidos a la temperatura media calculada en el paso anterior.

Tabla 2. Propiedades físicas que se definen para ambos fluidos.

Propiedad	Unidades	Fluido frío	Fluido caliente
Densidad	kg/m ³	ρ_c	ρ_h
Viscosidad	Pa.s	μ_c	μ_h
Capacidad calorífica	kJ/kg.°C	Cp_c	Cp_h
Conductividad térmica	W/m.K	k_c	k_h

Fuente: Explicación propia.

Paso 4. Carga térmica (Q):

- Para el fluido caliente:

$$Q = \frac{m_h}{3,600} \cdot Cp_h \cdot (T_1 - T_2) \quad (3)$$

Donde la unidad de es kW. Q

Paso 5. Caudal másico requerido del fluido frío (agua de refrigeración) (m_c):

$$m_c = \frac{Q}{Cp_c \cdot (t_2 - t_1)} \quad (4)$$

Donde se da en kW y se da en kJ/kg.K. Q Cp_c

Paso 6. Asunción del coeficiente global de transferencia de calor (U_0):

Paso 7. Diferencia de temperatura media logarítmica (ΔT_{lm}):

- Para una disposición contracorriente:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right)} \quad (5)$$

Paso 8. Factor R:

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} \quad (6)$$

Paso 9. Factor S:

$$S = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)} \quad (7)$$

Paso 10. Factor de corrección de temperatura (F_t):

- Para una carcasa de 1 casquilla: intercambiador de calor de paso de 2 tubos:

$$F_t = \frac{\sqrt{(R^2 + 1)} \cdot \ln \left[\frac{(1 - S)}{(1 - R \cdot S)} \right]}{(R - 1) \cdot \ln \left[\frac{2 - S \cdot [R + 1 - \sqrt{(R^2 + 1)}]}{2 - S \cdot [R + 1 + \sqrt{(R^2 + 1)}]} \right]} \quad (8)$$

Paso 11. Diferencia real de temperatura (ΔT_m):

$$\Delta T_m = \Delta T_{lm} \cdot F_t \quad (9)$$

Paso 12. Área provisional de transferencia de calor (A_0):

$$A_0 = \frac{Q \cdot 1,000}{U_0 \cdot \Delta T_m} \quad (10)$$

Donde se da en kW. Q

Paso 13. Selecciona los siguientes datos para los tubos:

- Diámetro nominal.
- Material.
- Longitud (L_t).

Paso 14. Área de un tubo (a_1):

$$a_1 = \pi \cdot L_t \cdot d_0 \quad (11)$$

Donde y se dan en m. L_t d_0

Paso 15. Número de tubos (N_0):

$$N_0 = \frac{A_0}{a_1} \quad (12)$$

Paso 16. Disposición de los tubos:
Inclinación triangular o cuadrada.

Paso 17. Selección de las constantes y dependiendo de la disposición de tubos (triangular o cuadrada) y el número de pasadas de tubos. $K_1 n_1$

Paso 18. Diámetro del haz (D_b):

$$D_b = d_0 \cdot \left(\frac{N_0}{K_1} \right)^{1/n_1} \quad (13)$$

Donde se da en mm. d_0

Paso 19. Seleccione el tipo de intercambiador de calor de carcasa y tubos:

- Cabeza flotante de tira a través.
- Cabeza flotante de anillo dividido.
- Fuera, cabeza compacta.
- Fijo y tubo en U.

Paso 20. Espacio del haz de proyectiles (C_{sb}) en mm.

Paso 21. Diámetro de la concha (D_s):

$$D_s = D_b + C_{sb} \quad (14)$$

Donde y se dan en mm. D_b C_{sb}

Paso 22. Asignación de fluidos dentro del intercambiador de calor.

Coeficiente del lado del tubo

Paso 23. Área de sección transversal del tubo (a_t):

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

Donde se da en m. d_i

Paso 24. Número de tubos por pasada (N_{tp}):

$$N_{tp} = \frac{N_0}{n_p} \quad (16)$$

Donde – número de pasadas por el lado del tubo = $2 \cdot n_p$

Paso 25. Área total de flujo (a_T):

$$a_T = N_{tp} \cdot a_t \quad (17)$$

Paso 26. Velocidad de masa del fluido del lado del tubo (G_t):

<https://revistas.ug.edu.ec/index.php/iq>

Correo electrónico:

inquide@ug.edu.ec

francisco.duquea@ug.edu.ec

$$G_t = \frac{m_t}{a_T} \quad (18)$$

Donde se da en kg/s. m_t

Paso 27. Velocidad lineal del fluido del lado del tubo (v_t):

$$v_t = \frac{G_t}{\rho_t} \quad (19)$$

Paso 28. Número de Reynolds del fluido del lado del tubo (Re_t):

$$Re_t = \frac{\rho_t \cdot v_t \cdot d_i}{\mu_t} \quad (20)$$

Paso 29. Número de Prandtl del fluido del lado del tubo (Pr_t):

$$Pr_t = \frac{(Cp_t \cdot 1,000) \cdot \mu_t}{k_t} \quad (21)$$

Donde se da en kJ/kg.K. Cp_t

Paso 30. Ratio, donde tanto como se dan en m. L_t/d_i

Paso 31. Factor de transferencia de calor en el lado del tubo (h_i), dependiendo de la relación y el número de Reynolds. $j_{h1} L_t/d_i$

Paso 32. Coeficiente de transferencia de calor en el lado del tubo (h_i):

$$h_i = \frac{k_t}{d_i} \cdot j_{h1} \cdot Re_t \cdot Pr_t^{0.33} \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_{tw}} \right)^{0.14} \quad (22)$$

Donde se da en m. d_i

Para el agua que fluye en tuberías, se podría usar la siguiente correlación:

$$h_i = \frac{4,200 \cdot (1.35 + 0.02 \cdot \bar{t}) \cdot v_t^{0.8}}{d_i^{0.2}} \quad (23)$$

Dónde:

\bar{t} – Temperatura media del agua (°C).

v_t – Velocidad del agua (m/s).

d_i – Diámetro interior del tubo (mm).

Coeficiente de la carcasa lateral:

Paso 33. Espaciado entre deflectores (l_B):

$$l_B = D_s \cdot \varphi \quad (24)$$

Donde = 0,2 – 0,5 [17] y se da en mm. φD_s

Paso 34. Paso del tubo (p_t):

$$p_t = 1.25 \cdot d_o \quad (25)$$

Donde se da en m. d_o

Paso 35. Área de flujo cruzado del fluido lateral de la carcasa (A_s):

$$A_s = \frac{(p_t - d_o)}{p_t} \cdot D_s \cdot l_B \quad (26)$$

Donde todos los parámetros se dan en m.

Paso 36. Velocidad de masa del fluido lateral de la carcasa (G_s):

$$G_s = \frac{m_s}{3,600 A_s} \quad (27)$$

Donde y se dan en kg/h y mm. A_s^2 , respectivamente.

Paso 37. Diámetro equivalente al lado de la carcasa (diámetro hidráulico) (d_e):

- Ángulo cuadrado:

$$d_e = \frac{1.27}{d_o} \cdot (p_t^2 - 0.785 \cdot d_o^2) \quad (28)$$

- Altura triangular:

$$d_e = \frac{1.10}{d_o} \cdot (p_t^2 - 0.917 \cdot d_o^2) \quad (29)$$

Donde y se dan en m. $p_t d_o$

Paso 38. Número de Reynolds del fluido lateral de la carcasa (Re_s):

$$Re_s = \frac{G_s \cdot d_e}{\mu_s} \quad (30)$$

Paso 39. Número de Prandtl del fluido lateral de la carcasa (Pr_s):

$$Pr_s = \frac{(Cp_s \cdot 1,000) \cdot \mu_s}{k_s} \quad (31)$$

Donde se da en kJ/kg.K. Cp_s

Paso 40. Selección del corte del deflector (%).

Paso 41. Factor de transferencia de calor en el lado de la carcasa (h_o), dependiendo del corte del deflector y del número de Reynolds. j_{h2}

Paso 42. Coeficiente de transferencia de calor en el lado de la carcasa (h_o):

$$h_o = \frac{k_s}{d_e} \cdot j_{h2} \cdot Re_s \cdot Pr_s^{0.33} \cdot \left(\frac{\mu_s}{\mu_{sw}} \right)^{0.14} \quad (32)$$

Donde se da en m. d_e

Coeficiente global de transferencia de calor calculado

Paso 43. Conductividad térmica del material del tubo (k_w)

Paso 44. Coeficiente global de transferencia de calor calculado (U_c):

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{R_s} + \frac{d_o \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot k_w} + \frac{d_o}{d_i} \cdot \frac{1}{R_t} + \frac{d_o}{d_i} \cdot \frac{1}{h_i}} \quad (33)$$

Caída de presión

Paso 45. Factor de fricción para el fluido del lado del tubo (j_{f1})

Paso 46. Caída de presión del fluido del lado del tubo (ΔP_t):

$$\Delta P_t = n_p \cdot \left[8 \cdot j_{f1} \cdot \left(\frac{L_t}{d_i} \right) \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_{tw}} \right)^{-m} + 2.5 \right] \cdot \frac{\rho_t \cdot v_t^2}{2} \quad (34)$$

Donde = 0,25 para el flujo laminar (< 2.100) y = 0,14 para el flujo turbulento (> 2.100), mientras que y se dan en m, y en $\text{kg/m} \cdot \text{Re}_t \cdot \text{Re}_t \cdot L_t \cdot d_i \cdot \rho_t \cdot v_t^{m^3}$ y m/s, respectivamente.

Paso 47. Factor de fricción del fluido lateral de la cáscara (ΔP_s)

Paso 48. Velocidad lineal del fluido lateral de la cáscara (v_s)

$$v_s = \frac{G_s}{\rho_s} \quad (35)$$

Paso 49. Caída de presión del fluido lateral de la cáscara (ΔP_s)

$$\Delta P_s = 8 \cdot f_{f2} \cdot \left(\frac{D_s}{d_e}\right) \cdot \left(\frac{L_t}{l_B}\right) \cdot \frac{\rho_s \cdot v_s^2}{2} \cdot \left(\frac{\mu_s}{\mu_{sw}}\right)^{-0.14} \quad (36)$$

Donde , , y están dados en m. $D_s d_e L_t l_B$

Coste de compra del intercambiador de calor

Para calcular el coste de compra del intercambiador de calor propuesto, se utilizó la siguiente correlación [17]:

$$C_{exch(2007)} = a + b \cdot A^n \quad (37)$$

Dónde:

$a = 24.000$

$b = 46$.

$n = 1.2$

A – Área del intercambiador de calor, que debe estar en el rango de 10 – 1.000 m².

El coste de compra calculado por eq. (37) para el intercambiador de calor diseñado se refiere a enero de 2007. Para actualizar el coste de compra del intercambiador de calor de carcasa y tubos a mayo de 2024, se utilizó la siguiente correlación:

$$C_{exch(2024)} = C_{exch(2007)} \cdot \frac{CE \text{ Index } (2024)}{CE \text{ Index } (2007)} \quad (38)$$

Dónde:

$C_{exch(2024)}$ – Coste del intercambiador de calor de carcasa y tubos en mayo de 2024.

$C_{exch(2007)}$ – Coste del intercambiador de calor de carcasa y tubos en enero de 2007, calculado por ecuación (37).

$CE \text{ Index } (2024)$ – Índice de Ingeniería Química en mayo de 2024 = 800,0 [19].

$CE \text{ Index } (2007)$ – Índice de Ingeniería Química en enero de 2007 = 509,7 [17].

3.- Análisis e interpretación de resultados.

3.1. Diseño preliminar.

A continuación se muestra cada paso implementado en la metodología para diseñar el intercambiador de calor de carcasa y tubo para la refrigeración con ácido acrílico.

Paso 1. Definición de los datos iniciales disponibles para los dos flujos:

La Tabla 3 muestra los datos iniciales disponibles para los dos corrientes.

Tabla 3. Datos iniciales disponibles para ambos flujos.

Parámetro	Unidades	Agua de refrigeración	Ácido acrílico
Caudal másico	kg/h	-	50,000
Temperatura de entrada	°C	25	97
Temperatura de salida	°C	45	40
Caída máxima de presión permitida	Pa	1,000	5,000
Factor de incrustación	W/m ² ·°C	1,000	3,000

Fuente: Explicación propia.

Paso 2. Temperatura media de ambos arroyos:

- Fluido frío (\bar{t})

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{25 + 45}{2} = 35 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1)$$

- Fluido caliente (\bar{T})

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{97 + 40}{2} = 68.5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2)$$

Paso 3. Propiedades físicas de ambos fluidos a la temperatura media:

Según [20], ambos fluidos presentan las propiedades físicas mostradas en la Tabla 4 a las temperaturas medias calculadas en el paso anterior.

Tabla 4. Propiedades físicas definidas para ambos fluidos.

Propiedad	Unidades	Agua de refrigeración	Ácido acrílico
Densidad	kg/m ³	994.033	995.54
Viscosidad	Pa.s	0.000719	0.0005696
Capacidad calorífica	kJ/kg.°C	4.179	2.1897
Conductividad térmica	W/m.K	0.6233	0.1449

Fuente: Explicación propia.

Paso 4. Carga térmica (Q):

Usando los datos iniciales para el fluido caliente:

$$Q = \frac{m_h}{3,600} \cdot C p_h \cdot (T_1 - T_2) \quad (3)$$

$$Q = \frac{50,000}{3,600} \cdot 2.1897 \cdot (97 - 40)$$

$$Q = 1,733.59 \text{ kW}$$

Paso 5. Caudal másico requerido del fluido frío (agua de refrigeración) (m_c)

$$m_c = \frac{Q}{C p_c \cdot (t_2 - t_1)} = \frac{1,733.59}{4.179 \cdot (45 - 25)} \quad (4)$$

$$m_c = 20.74 \text{ kg/s}$$

Paso 6. Asunción del coeficiente global de transferencia de calor (U_0)

Teniendo en cuenta el rango reportado por [17] para los enfriadores que utilizan agua para enfriar disolventes orgánicos, se asumió un valor para el coeficiente total de transferencia de calor (U_0) de 300 W/m²·K.

Paso 7. Diferencia de temperatura media logarítmica (ΔT_{lm})

<https://revistas.ug.edu.ec/index.php/iqd>

Correo electrónico:

inquide@ug.edu.ec

francisco.duquea@ug.edu.ec

- Para una disposición contracorriente:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (5)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(97 - 45) - (40 - 25)}{\ln \frac{(97 - 45)}{(40 - 25)}}$$

$$\Delta T_{lm} = 29.76 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Paso 8. Factor R:

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} = \frac{(97 - 40)}{(45 - 25)} = 2.85 \quad (6)$$

Paso 9. Factor S:

$$S = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)} = \frac{(45 - 25)}{(97 - 25)} = 0.278 \quad (7)$$

Paso 10. Factor de corrección de temperatura (F_t):

- Para una carcasa de 1 casquilla: intercambiador de calor de paso de 2 tubos:

$$F_t = \frac{\sqrt{(R^2 + 1)} \cdot \ln \left[\frac{(1 - S)}{(1 - R \cdot S)} \right]}{(R - 1) \cdot \ln \left[\frac{2 - S \cdot \left[R + 1 - \sqrt{(R^2 + 1)} \right]}{2 - S \cdot \left[R + 1 + \sqrt{(R^2 + 1)} \right]} \right]} \quad (8)$$

$$F_t = 0.683$$

Paso 11. Diferencia real de temperatura (ΔT_m):

$$\Delta T_m = \Delta T_{lm} \cdot F_t = 29.76 \cdot 0.683 = 20.326 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (9)$$

Paso 12. Área provisional de transferencia de calor (A_0):

$$A_0 = \frac{Q \cdot 1,000}{U_0 \cdot \Delta T_m} = \frac{1,733.59 \cdot 1,000}{300 \cdot 20.326} \quad (10)$$

$$A_0 = 284.29 \text{ m}^2$$

Paso 13. Selección de los siguientes datos para los tubos:

- Diámetro nominal: 3/4 de pulgada, 40 pteitos. Así, según [20]:
Diámetro exterior (d_o) = 0,0267 m.
Diámetro interior (d_i) = 0,0209 m.
- Material: Acero inoxidable (18/8).
- Longitud (L_t) = 4,83 m.

Paso 14. Área de un tubo (a_1):

$$a_1 = \pi \cdot L_t \cdot d_o = 3.14 \cdot 4.83 \cdot 0.0267 \quad (11)$$

$$a_1 = 0.4049 \text{ m}^2$$

Paso 15. Número de tubos (N_0):

$$N_0 = \frac{A_0}{a_1} = \frac{284.29}{0.4049} = 702.12 \approx 702 \quad (12)$$

Paso 16. Disposición de los tubos:

El paso triangular se seleccionó para ofrecer mayores tasas de transferencia de calor, incluso a costa de mayores caídas

de presión [17], ya que la caída de presión no es un parámetro importante a considerar en este servicio de transferencia de calor según los supervisores de la industria donde se instalará este STEM. Sin embargo, la caída de presión se calculará para ambos flujos de fluido en esta metodología de diseño, y los valores obtenidos se compararán con los límites máximos permitidos establecidos por el proceso.

Paso 17. Selección de las constantes y $K_1 n_1$:

Según [17], para una disposición triangular de tubos y un número de pasadas tubulares (n_p) de 2, los valores de estas constantes son:

- $K_1 = 0,249$.
- $n_1 = 2,207$.

Paso 18. Diámetro del haz (D_b):

$$D_b = d_o \cdot \left(\frac{N_0}{K_1} \right)^{1/n_1} = 26.67 \cdot \left(\frac{702}{0.249} \right)^{1/2.207} \quad (13)$$

$$D_b = 975.62 \text{ mm}$$

Paso 19. Seleccione el tipo de intercambiador de calor de carcasa y tubos:

El tipo seleccionado de intercambiador de calor de carcasa y tubos es de cabeza flotante de anillo dividido para mayor eficiencia y facilidad de limpieza [17].

Paso 20. Espacio libre del haz de proyectiles (C_{sb}):

Como se refiere a [17], la separación del haz de proyectiles para un valor del diámetro del haz (D_b) de 975,62 mm y un tipo de cabeza flotante de anillo dividido es de 72 mm.

Paso 21. Diámetro de la concha (D_s):

$$D_s = D_b + C_{sb} = 975.62 + 72 \quad (14)$$

$$= 1,047.62 \text{ mm}$$

Paso 22. Asignación de fluidos dentro del intercambiador de calor.

Teniendo en cuenta las sugerencias reportadas por [17], el fluido frío (agua de refrigeración) se ubicará en el lado del tubo, mientras que el fluido caliente (ácido acrílico) estará en el lado de la carcasa.

3.2. Coeficiente del lado del tubo.

Debido a la asignación del fluido frío en los tubos y del fluido caliente en la carcasa, la nomenclatura de algunos parámetros se corregirá para coincidir con la nomenclatura de las ecuaciones que se usarán a partir de ahora.

La Tabla 5 indica la nomenclatura inicial y corregida de los parámetros empleados en las próximas ecuaciones.

Tabla 5. Nomenclatura original y corregida de los parámetros utilizados en las próximas ecuaciones.

Parámetro	Nomenclatura original	Nomenclatura corregida	Unidades
-----------	-----------------------	------------------------	----------

<https://revistas.ug.edu.ec/index.php/iqd>

Correo electrónico:

inquide@ug.edu.ec

francisco.duquea@ug.edu.ec

Caudal de fluido caliente	m_h	m_s	kg/h
Caudal de fluido frío	m_c	m_t	kg/h
Densidad de fluido caliente	ρ_h	ρ_s	kg/m ³
Densidad de fluido frío	ρ_c	ρ_t	kg/m ³
Viscosidad del fluido caliente	μ_h	μ_s	Pa.s
Viscosidad del fluido frío	μ_c	μ_t	Pa.s
Capacidad calorífica del fluido caliente	Cp_h	Cp_s	kJ/kg. K
Capacidad calorífica de fluido frío	Cp_c	Cp_t	kJ/kg. K
Conductividad térmica del fluido caliente	k_h	k_s	W/m.K
Conductividad térmica de fluidos fríos	k_c	k_t	W/m.K

Fuente: Explicación propia.

La Tabla 6 muestra los resultados de los parámetros calculados en los pasos 23 a 32, para determinar el coeficiente de transferencia de calor del lado del tubo.

Tabla 6. Resultados de los parámetros calculados en los pasos 23-32.

Escalón	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
23	Área de sección transversal de tubos	a_t	0.00034	M2
24	Número de tubos por pasada	N_{tp}	351	-
25	Área total de flujo	a_T	0.1193	M2
26	Velocidad de masa del fluido del lado del tubo	G_t	173.85	kg/s.m ²
27	Velocidad lineal del fluido del lado del tubo	v_t	0.175	m/s
28	Número de Reynolds del fluido del lado del tubo	Re_t	5,056.57	-
29	Número de Prandtl del fluido del lado del tubo	Pr_t	4.82	-
30	Ratio L_t/d_i	-	231.10	-
31	Factor de transferencia de calor en el lado del tubo ¹	j_{h1}	0.0041	-
32	Coeficiente de transferencia de calor del lado del tubo ²	h_i	1,162.11	L/m ² . K

¹ Para un valor de Re_t y de 5056,57 y 231,10, respectivamente. L_t/d_i

² La ecuación (23) se empleó para calcular estos parámetros ya que el agua fluye por las tuberías.

Fuente: Explicación propia.

3.3. Coeficiente de carcasa lateral.

La Tabla 7 presenta los resultados de los parámetros calculados en los pasos 33-42, para determinar el coeficiente de transferencia de calor en el lado de la carcasa.

Tabla 7. Resultados de los parámetros calculados en los pasos 33-42.

Escalón	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
---------	-----------	---------	-------	----------

33	Espaciado del deflector ¹	l_B	209.52	mm
34	Paso de tubo	p_t	0.0334	m
35	Área de flujo cruzado del fluido lateral de la cáscara	A_s	0.0440	M2
36	Velocidad de masa del fluido lateral de la cáscara	G_s	315.65	kg/s.m ²
37	Diámetro equivalente al lado de la carcasa ²	d_e	0.0191	m
38	Número de Reynolds del fluido lateral de la cáscara	Re_s	10,584.47	-
39	Número de Prandtl del fluido lateral de la cáscara	Pr_s	8.61	-
40	Selección del corte con deflector	-	25%	-
41	Factor de transferencia de calor en la carcasa	j_{h2}	0.0058	-
42	Coeficiente de transferencia de calor en el lado de la carcasa ³	h_o	947.66	L/m ² . K

¹ Se seleccionó un valor de 0,2 para ϕ calcular el espaciado de los deflectores.

² La ecuación (29) se empleó para calcular el diámetro equivalente del lado de la carcasa debido a la selección de la disposición triangular del paso.

³ El término de corrección de viscosidad no se consideró porque ambos fluidos tienen baja viscosidad (μ_s/μ_{sw})^{0.14} [17].

Fuente: Explicación propia.

3.4. Coeficiente de transferencia de calor global calculado.

Paso 43. Conductividad térmica del material del tubo (k_w). Como el material seleccionado para los tubos es acero inoxidable 18/8, la conductividad térmica de este material es de 16 W/m.K [17].

Paso 44. Coeficiente global de transferencia de calor calculado (U_C)

$$U_C = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{R_s} + \frac{d_o \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot k_w} + \frac{d_o}{d_i} \cdot \frac{1}{R_t} + \frac{d_o}{d_i} \cdot \frac{1}{h_i}} \quad (33)$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{947.66} + \frac{1}{5,000} + \frac{0.0267 \cdot \ln\left(\frac{0.0267}{0.0209}\right)}{2 \cdot 16} + \frac{0.0267}{0.0209} \cdot \frac{1}{3,000} + \frac{0.0267}{0.0209} \cdot \frac{1}{1162.11}}$$

$$U_C = 364.26 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

3.5. Caída de presión

Paso 45. Factor de fricción para el fluido del lado del tubo (j_{f1})

Según [17], para un número de Reynolds del fluido del lado del tubo (agua de refrigeración) de 5.056,57, el factor de fricción (j_{f1}) tiene un valor de 0,0058. j_{f1}

Paso 46. Caída de presión del fluido del lado del tubo (ΔP_t)

$$\Delta P_t = n_p \cdot \left[8 \cdot j_{f1} \cdot \left(\frac{L_t}{d_i} \right) \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_{tw}} \right)^{-0.14} + 2.5 \right] \cdot \frac{\rho_t \cdot v_t^2}{2} \quad (34)$$

$$\Delta P_t = 2 \cdot \left[8 \cdot 0.0058 \cdot \left(\frac{4.83}{0.0209} \right) \cdot 1 + 2.5 \right] \cdot \frac{994.033 \cdot 0.175^2}{2}$$

$$\Delta P_t = 402.54 \text{ Pa}$$

Mientras que $(\mu_t/\mu_{tw})^{-0.14} = 1$, como sugiere [17], porque el agua no se considera un fluido altamente viscoso.

Paso 47. Factor de fricción del fluido lateral de la cáscara (j_{f2})

Según [17], para un número de Reynolds del fluido lateral de la cáscara (ácido acrílico) de 10.584,47 y un corte de baffle del 25%, el factor de fricción (j_{f2}) tiene un valor de 0,0049.

Paso 48. Velocidad lineal del fluido lateral de la cáscara (v_s)

$$v_s = \frac{G_s}{\rho_s} = \frac{315.65}{995.54} = 0.317 \text{ m/s} \quad (35)$$

Paso 49. Caída de presión del fluido lateral de la cáscara (ΔP_s)

$$\Delta P_s = 8 \cdot j_{f2} \cdot \left(\frac{D_s}{d_e} \right) \cdot \left(\frac{L_t}{l_B} \right) \cdot \frac{\rho_s \cdot v_s^2}{2} \cdot \left(\frac{\mu_s}{\mu_{sw}} \right)^{-0.14} \quad (36)$$

$$\Delta P_s = 8 \cdot 0.0049 \cdot \left(\frac{1.04762}{0.0191} \right) \cdot \left(\frac{4.83}{0.20952} \right) \cdot \frac{995.54 \cdot 0.317^2}{2}$$

$$\Delta P_s = 2,479.27 \text{ Pa}$$

3.6. Coste de compra del intercambiador de calor.

Por un valor de la superficie de intercambio térmico de 207,47 m², el coste de compra del intercambiador de calor de carcasa y tubos diseñado es:

$$C_{exch(2007)} = a + b \cdot A^n \quad (37)$$

$$C_{exch(2007)} = 24,000 + 46 \cdot 284.29^{1.2}$$

$$C_{exch(2007)} \approx \text{USD } \$ 64,483$$

Dado que el coste de compra calculado por la ecuación (37) corresponde a enero de 2007, el coste de compra de este equipo referido a mayo de 2024 es:

$$C_{exch(2024)} = C_{exch(2007)} \cdot \frac{CE \text{ Index } (2024)}{CE \text{ Index } (2007)} \quad (38)$$

$$C_{exch(2024)} = 64,483 \cdot \frac{800.0}{509.7}$$

$$C_{exch(2024)} = \text{USD } \$ 101,209$$

4.- Discusión

Se diseñó un intercambiador de calor de carcasa y tubos con una sola y dos pasadas de tubos para enfriar un chorro de ácido acrílico, originado en el fondo de una columna de destilación, de 97 a 40 °C mediante agua de refrigeración a una temperatura de entrada de 25 °C, y utilizando la

metodología de diseño reportada por [17], que se basa en el enfoque de Kern. El agua de refrigeración se asignaba para fluir dentro de los tubos, mientras que el ácido acrílico se asignaba para fluir sobre la carcasa.

El valor calculado de la carga térmica para este servicio de intercambiador fue de 1.733,59 kW, mientras que se requerirá un caudal de 20,74 kg/s (74.664 kg/h) para el agente de transferencia de calor seleccionado (agua de refrigeración). La diferencia de temperatura media logarítmica tenía un valor de 29,76 °C, mientras que los valores del factor de corrección de temperatura y la diferencia real de temperatura eran de 0,683 y 20,326 °C, respectivamente.

La velocidad de masa y la velocidad lineal del agua de enfriamiento fueron de 173,85 kg/s.m² y 0,175 m/s, respectivamente, mientras que el número de Reynolds calculado para este fluido fue 5.056,57, indicando así que el agua de enfriamiento fluirá bajo el régimen de transición. El coeficiente de transferencia térmica calculado del fluido del lado del tubo fue de 1.162,11 W/m².K.

Los valores de la velocidad de masa y la velocidad lineal del ácido acrílico fueron de 315,65 kg/s.m² y 0,317 m/s, respectivamente. El número de Reynolds calculado para el ácido acrílico fue 10.584,47, indicando así que este fluido fluirá bajo régimen turbulento en el intercambiador de calor diseñado. El coeficiente calculado de transferencia de calor en el lado de la carcasa era de 947,66 W/m².K.

El coeficiente de transferencia de calor del fluido del lado del tubo es aproximadamente 1,23 veces superior al del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa, lo que concuerda con los resultados del intercambiador de calor de carcasa y tubos diseñado en [17], donde el coeficiente de transferencia de calor del fluido del lado del tubo (agua salobre) es de 3.852 W/m². K, mientras que el coeficiente de transferencia de calor para el fluido lateral de la cáscara (metanol) es de 2.740 W/m². K (es decir, unas 1,40 veces más alto).

La caída de presión calculada del fluido del lado del tubo, es decir, del agua de refrigeración (402,54 Pa), es aproximadamente 6,16 veces menor que la caída de presión del fluido del lado de la carcasa, es decir, el agua acrílica (2.479,27 Pa). Este resultado coincide con los resultados de la caída de presión calculada durante el diseño de un intercambiador de calor de carcasa y tubos en [17], donde el valor de la caída de presión (7,2 kPa) del agua salobre utilizada como refrigerante (fluido del lado del tubo) es menor que el valor de la caída de presión (272 kPa) del fluido lateral de la cáscara (metanol). Los valores de la caída de presión calculada en el presente estudio para ambos fluidos están por debajo de los límites máximos permitidos establecidos por el servicio de intercambio de calor.

Un valor calculado del coeficiente total de transferencia de calor de 364,26 W/m². Se obtuvo K, que está por encima del

valor asumido ($300 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$) en el paso 6, indicando así que el diseño tiene un área adecuada para el deber requerido [17].

En consecuencia, el intercambiador de calor de carcasa y tubos diseñado en este estudio presentará los siguientes datos de diseño:

- Tipo: Cabeza flotante de anillo dividido.
- Área de transferencia de calor (): $284,29 \text{ m}^2A$.
- Número de tubos (): $702.N$
- Diámetro del haz (): $975,62 \text{ mm}.D_b$
- Diámetro del proyectil (): $1.047,62 \text{ mm}.D_s$

El intercambiador de calor de carcasa y tubos diseñado en [17] para enfriar 100.000 kg/h de un flujo de metanol mediante agua salobre, tiene los siguientes parámetros de diseño:

- Tipo: Cabeza flotante de anillo dividido.
- Área de transferencia de calor (): 278 m^2A .
- Número de tubos (): $918.N$
- Diámetro del haz (): $826 \text{ mm}.D_b$
- Diámetro del proyectil (): $894 \text{ mm}.D_s$

En [9] se diseñó un intercambiador de calor de carcasa y tubos para enfriar $0,827 \text{ kg/s}$ de flujo de óxido nítrico entre 150°C y 50°C , utilizando agua a una temperatura de suministro de 35°C . Los parámetros del intercambiador de calor de carcasa y tubos diseñados en este estudio se muestran a continuación:

- Área de transferencia de calor (): $8,98 \text{ m}^2A$.
- Número de tubos (): $60.N$
- Diámetro del haz (): $240,049 \text{ mm}.D_b$
- Diámetro del proyectil (): $251,049 \text{ mm}.D_s$
- Coeficiente total de transferencia de calor (): $405,62 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.
- Caída de presión en el costado de la carcasa: $82,93 \text{ kPa}$.

En este estudio, el óxido nítrico se asignó en el lado de la concha, mientras que el agua de refrigeración se asignó a los tubos. Sin embargo, el valor del coeficiente de transferencia de calor del lado del tubo ($1.059,197 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$) es 1,51 veces menor que el valor del coeficiente de transferencia de calor en el lado de la cáscara ($1.601,63 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$), que difiere de los resultados de nuestro estudio.

Otros autores [7] realizaron el diseño de un intercambiador de calor de carcasa y tubos para aplicaciones de producción de celulosa nanofibril. Los resultados de los parámetros de rendimiento obtenidos durante el diseño de este STHE se muestran a continuación:

- Tasa de transferencia de calor (): $167.720 \text{ W}.Q$
- Área de transferencia de calor (): $16,87 \text{ m}^2A$.
- Número de tubos (): $53.N_t$
- Concha del haz (): $1,85 \text{ m}.D_b$
- Coeficiente de transferencia de calor por convección en el tubo (): $135,34 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

- Coeficiente de transferencia de calor por convección en la capa (): $0,5934 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.
- Coeficiente total de transferencia de calor real (): $0,5932 \text{ W/U}_{act} \cdot \text{K}$.
- Efectividad (): $89,21\%.\varepsilon$

De igual modo, en [4] un STHE está diseñado para enfriar $1,5 \text{ kg/s}$ de un flujo de aceite desde 107°C hasta 27°C utilizando $1,72 \text{ kg/s}$ de agua de refrigeración con una temperatura de entrada de 27°C . En este estudio, el fluido caliente se asigna en el lado de la carcasa mientras que el fluido frío se encuentra en el lado del tubo, lo cual es similar a las condiciones de nuestro estudio. En este trabajo se calculan varios parámetros, algunos de los cuales se presentan a continuación:

- Energía transferida (): $129.660 \text{ W}.Q$
- Área de transferencia de calor (): $3,43 \text{ m}^2A$.
- Número de tubos (): $26.N_t$
- Coeficiente de transferencia de calor en el lado del tubo (): $126,63 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.
- Coeficiente de transferencia de calor en el lado de la carcasa (): $182,65 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.
- Coeficiente total de transferencia de calor asumido (): $800 \text{ W/U} \cdot \text{K}$.
- Efectividad (): $50,01\%.\varepsilon$

5.- Conclusiones.

Se diseñó un intercambiador de calor de carcasa y tubos con paso de una capa y dos pasadas de tubos desde el punto de vista termohidráulico, utilizando una metodología de diseño bien conocida basada en el enfoque de Kern, para enfriar 50.000 kg/h de un flujo de ácido acrílico de 97°C a 40°C utilizando agua de refrigeración a una temperatura de entrada de 25°C . Se determinaron varios parámetros como la carga térmica ($1.733,59 \text{ kW}$); coeficiente total de transferencia de calor ($364,26 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$); área de transferencia de calor ($284,29 \text{ m}^2$); número de tubos (702); y diámetro de proyectil ($1.047,62 \text{ mm}$). El caudal másico del agua de refrigeración necesario para enfriar este flujo de ácido acrílico es de $20,74 \text{ kg/s}$ (74.664 kg/h). El tipo de intercambiador de calor seleccionado para carcasa y tubos tenía cabeza flotante de anillo dividido, mientras que la caída de presión del agua ($402,54 \text{ Pa}$) y del ácido acrílico ($2.479,27 \text{ Pa}$) es inferior a la caída máxima permitida por el servicio. El coste de compra del intercambiador de calor diseñado para carcasa y tubos es de 101.209 dólares estadounidenses.

6.- Contribuciones de los autores (Taxonomía de Roles de los Colaboradores (CRediT))

1. Conceptualización: Amaury Pérez Sánchez.
2. Curaduría de datos: Laura Thalía Álvarez Lores, Lizthalía Jiménez Guerra.
3. Formal Analysis: Amaury Pérez Sánchez, Laura Thalía Álvarez Lores, Laura de la Caridad Arias Aguila.
4. Adquisición de fondos: No aplicable.

5. Research: Amaury Pérez Sánchez, Laura Thalía Álvarez Lores, Laura de la Caridad Arias Águila, Lizthalía Jiménez Guerra.
6. Metodología: Amaury Pérez Sánchez, Laura de la Caridad Arias Águila.
7. Gestión de proyectos: No aplicable.
8. Recursos: No aplicable.
9. Software: No aplicable.
10. Supervisión: Amaury Pérez Sánchez.
11. Validación: Amaury Pérez Sánchez, Laura Thalía Álvarez Lores.
12. Pantalla: No aplicable.
13. Redacción - borrador original: Laura Thalía Álvarez Lores, Laura de la Caridad Arias Águila, Lizthalía Jiménez Guerra.
14. Escritura - revisión y edición: Amaury Pérez Sánchez.

7.- Apéndice.

Nomenclatura.

a	Constante a usar en la ecuación (37)	-
a_1	Área de un tubo	M2
a_t	Área de sección transversal de tubos	M2
a_T	Área total de flujo	M2
A	Área del intercambiador de calor a usar en la ecuación (37)	M2
A_0	Área provisional de transferencia de calor	M2
A_s	Área de flujo cruzado del fluido lateral de la cáscara	M2
b	Constante a usar en la ecuación (37)	-
C_p	Capacidad calorífica	kJ/kg. K
C_{sb}	Espacio entre los proyectiles	mm
d_e	Diámetro equivalente al lado de la carcasa (diámetro hidráulico)	m
d_i	Diámetro interior del tubo	m
d_o	Diámetro exterior del tubo	m
D_b	Diámetro del haz	m
D_s	Diámetro de la concha	mm
F_t	Factor de corrección de temperatura	-
G	Velocidad de masa	kg/s.m ⁻²
h_i	Coefficiente de transferencia de calor en el lado del tubo	L/m ² . K
h_o	Coefficiente de transferencia de calor en el lado de la cáscara	L/m ² . K
j_{f1}	Factor de fricción para el fluido del lado del tubo	-
j_{f2}	Factor de fricción del fluido lateral de la cáscara	-
j_{h1}	Factor de transferencia de calor en el lado del tubo	-
k	Conductividad térmica	W/m.K
k_w	Conductividad térmica del material del tubo	W/m.K
K_1	Constante a usar en la ecuación (13)	-

l_B	Espaciado de los deflectores	mm
L_t	Longitud del tubo	m
m	Caudal másico	kg/h
n	Constante a usar en la ecuación (37)	-
n_1	Constante a usar en la ecuación (13)	-
n_p	Número de pasos por el lado del tubo	-
N_0	Número de tubos	-
N_{tp}	Número de tubos por pasada	-
p_t	Paso de tubo	m
Pr	Número de Prandtl	-
ΔP_t	Caída de presión del fluido lateral del tubo	Pa
Q	Carga térmica	kW
R	Factor	-
Re	Número de Reynolds	-
S	Factor	-
t	Fluido frío de temperatura	°C
T	Fluido caliente de temperatura	°C
\bar{t}	Fluido frío a temperatura media	°C
\bar{T}	Fluido caliente a temperatura media	°C
ΔT_{lm}	Diferencia de temperatura media logarítmica	°C
ΔT_m	Diferencia real de temperatura	°C
U_0	Coefficiente global de transferencia de calor asumido	L/m ² . K
U_C	Coefficiente global de transferencia de calor calculado	L/m ² . K
v	Velocidad lineal	m/s

Símbolos griegos

φ	Factor	-
ρ	Densidad	kg/m ³
μ	Viscosidad	Pa.s

Subíndices

1	Entrada
2	Salida
c	Fluido frío
h	Fluido caliente
s	Fluido lateral de la cáscara
t	Fluido lateral del tubo

8.- Referencias.

- [1] M. Flynn, T. Akashige y L. Theodore, *Kern's Process Heat Transfer*, 2ª ed. Beverly, EE. UU.: Scrivener Publishing, 2019.
<https://dokumen.pub/kerns-process-heat-transfer-2nbsped-9781119364177-9781119364832-9781119363644-1119364175.html>
- [2] E. J. Fernandes y S. H. Krishnamurthy, "Diseño y análisis de intercambiadores de calor de carcasa y tubos," *Int. J. Simul. Multidisci. Des. Optim.*, vol. 13, n° 15, pp. 1-8, 2022.
<https://doi.org/10.1051/smdo/2022005>
- [3] P. Bichkar, O. Dandgaval, P. Dalvi, R. Godase y T. Dey, "Estudio del intercambiador de calor de carcasa y tubo con el efecto de tipos de deflectores," *Procedia Manufacturing*, vol. 20, pp. 195-200, 2018.
<https://doi.org/10.1016/j.promfg.2018.02.028>
- [4] R. Ragadhita y A. B. D. Nandiyanto, "Cómo calcular y diseñar intercambiadores de calor tipo carcasa y tubo con una sola

<https://revistas.ug.edu.ec/index.php/iqde>

Correo electrónico:

inquide@ug.edu.ec

francisco.duquea@ug.edu.ec

- transferencia de calor," *ASEAN Journal for Science and Engineering in Materials*, vol. 3, n° 1, pp. 21-42, 2024. <https://ejournal.bumipublikasinusantara.id/index.php/ajsem/article/view/400>
- [5] L.-Y. Chen, V. S. K. Adi y R. Laxmidewi, "Estrategia flexible de diseño de intercambiadores de calor de carcasa y tubos para la operabilidad de procesos," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 37, p. 102163, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102163>
- [6] D. Bogale, "Diseño y desarrollo de intercambiador de calor de carcasa y tubos para la aplicación de pasteurizadores de Harar Brewery Company (diseño mecánico y térmico)," *American Journal of Engineering Research*, vol. 03, n° 10, pp. 99-109, 2014. [https://www.ajer.org/papers/v3\(10\)/N0310990109.pdf](https://www.ajer.org/papers/v3(10)/N0310990109.pdf)
- [7] H. N. Purnamasari, T. Kurniawan y A. B. D. Nandiyanto, "Diseño de intercambiador de calor tipo carcasa y tubo para proceso de producción de celulosa nanofibrila," *International Journal of Research and Applied Technology*, vol. 1, n° 2, pp. 318-329, 2021. <https://ojs.unikom.ac.id/index.php/injuratech/article/view/6410>
- [8] S. P. Chit, P. K. Ma y C. C. Khaing, "Diseño térmico de intercambiadores de calor de carcasa y tubos," *Iconic Research and Engineering Journals*, vol. 3, n° 1, pp. 313-318, 2019. <https://www.irejournals.com/formatedpaper/1701405.pdf>
- [9] S. Kashyap, "Diseño de un intercambiador de calor de carcasa y tubos," *IJARIE*, vol. 3, n° 4, pp. 536-550, 2017. <https://ijarie.com/FormDetails.aspx?MenuScriptId=14928&srsId=AfmBOorg5c2Z1jtVWTTZnLXZyVP8vibVhGOjfhzbpeF7esiJJQgjic7>
- [10] D. Singh y N. D. Pal, "Diseño y Evaluación del Rendimiento de un Intercambiador de Calor de Carcasa y Tubos usando Ansys (Dinámica de Fluidos Computacional)," *International Journal of Scientific Engineering and Applied Science*, vol. 2, n° 3, pp. 427-446, 2016. <https://ijseas.com/volume2/v2i3/ijseas20160348.pdf>
- [11] S. H. Gawande, S. D. Wankhede, R. N. Yerrawar, V. J. Sonawane y U. B. Ubarhande, "Diseño y desarrollo de intercambiador de calor de carcasa y tubos para bebidas," *Modern Mechanical Engineering*, vol. 2, pp. 121-125, 2012. <http://dx.doi.org/10.4236/mme.2012.24015>
- [12] F. H. Napitupulu, T. B. Sitorus, H. V. Sihombing, A. H. Siburian y H. Siagian, "Diseño y fabricación de intercambiador de calor de carcasa y tubos con una sola capa y dos pasadas como calentador de agua con agua caliente de azufre," *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 2421, p. 012034, 2023. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2421/1/012034>
- [13] J.-F. Zhang, Y.-L. Él, y W.-Q. Tao, "Un método de diseño y clasificación para intercambiadores de calor de carcasa y tubos con deflectores helicoidales," *Journal of Heat Transfer*, vol. 132, pp. 1-8, 2010. <https://doi.org/10.1115/1.4000457>
- [14] R. Mukherjee, "Diseñar eficazmente intercambiadores de calor de carcasa y tubos," *Chemical Engineering Progress*, pp. 1-17, 1998. <https://www.torr-engenharia.com.br/wp-content/uploads/2011/05/exchanger.pdf>
- [15] S. Kakaç, H. Liu y A. Pramuanjaroenkij, *Intercambiadores de calor - Selección, clasificación y diseño térmico*, 3ª ed. Boca Raton, EE. UU.: CRC Press, 2012.
- [16] E. Cao, *Transferencia de calor en ingeniería de procesos*. Nueva York, EE. UU.: The McGraw-Hill Companies, Inc., 2010. <https://dokumen.pub/heat-transfer-in-process-engineering-1nbsped-0071624082-9780071624084.html>
- [17] R. Sinnott y G. Towler, *Diseño de Ingeniería Química*, 6ª ed. Oxford, Reino Unido: Butterworth-Heinemann, 2020. <https://app.knovel.com/kn/resources/kpCEDE0001/toc>
- [18] R. Mukherjee, *Diseño Térmico Práctico de Intercambiadores de Calor de Cáscara y Tubos*. Nueva York, EE. UU.: Begell House, Inc., 2004.
- [19] Ingeniería Química. (2024) Indicadores económicos. *Revista de Ingeniería Química*. 52.
- [20] D. W. Green y M. Z. Southard, *Manual de Ingenieros Químicos de Perry*, 9ª ed. Nueva York, EE.UU.: McGraw-Hill Education, 2019.