



Efecto del factor de incrustación en un intercambiador de calor operado en flujo paralelo y contracorriente

**Jeffrey Manuel Sarmiento Rangel
Marco Antonio Tovar Alandete**

Universidad Antonio Nariño
Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica
Puerto Colombia, Colombia
2023

Efecto del factor de incrustación en un intercambiador de calor operado en flujo paralelo y contracorriente

**Jeffrey Manuel Sarmiento Rangel
Marco Antonio Tovar Alandete**

Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:
Ingeniero Mecánico

Director:

PhD. José Daniel Hernández Vásquez

Línea de Investigación:

Termociencia & Metrología

Grupo de Investigación:

GI-Fourier

Universidad Antonio Nariño

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Puerto Colombia, Colombia

2023

Dedicamos este trabajo a nuestras familias, fuente inagotable de amor y apoyo. Gracias por estar siempre a nuestro lado, incluso en los momentos más desafiantes.

Los autores.

Agradecimientos

A DIOS por ser nuestro creador, por darnos la vida y bendecirnos cada día. Además, queremos expresar nuestro sincero agradecimiento a todas las personas que contribuyeron de manera significativa a la realización de este TIG. Su apoyo, orientación y aliento fueron fundamentales en este arduo proceso. En particular, deseamos agradecer a nuestras familias, por su amor, comprensión y apoyo inquebrantable a lo largo de este viaje académico; nuestros profesores, especialmente a nuestro asesor Ing. José Daniel Hernández Vásquez, cuya sabiduría y experiencia fueron una fuente inestimable de conocimiento. Sus valiosos consejos guiaron nuestro camino hacia la culminación de este trabajo. A nuestros amigos y compañeros de estudio, por compartir sus ideas, discutir conceptos y brindarnos un entorno de aprendizaje enriquecedor.

A la Universidad Antonio Nariño, Sede Puerto Colombia, que nos brindó los recursos y la infraestructura necesarios para llevar a cabo esta investigación. Cualquier otra persona que, de alguna manera, contribuyó a este proyecto, aunque no haya sido mencionada específicamente.

Este trabajo no habría sido posible sin su generosidad y apoyo. Gracias por ser parte de este logro.

Resumen

Este trabajo investigativo fue motivado por los desafíos impuestos en la industria de máquinas térmicas en las cuales, cada vez más, se estudian alternativas que permitan conocer el desempeño térmico e hidrodinámicos de los fluidos de trabajo. En particular, este trabajo tuvo por objetivo caracterizar el efecto del factor de incrustación en un intercambiador de calor operado en flujo paralelo y contracorriente. La metodología adoptada se basó en la aplicación de la teoría clásica de los mecanismos de transferencia de calor aplicados a un intercambiador de tubos concéntricos. Los resultados consolidados confirmaron que, manteniendo constante el flujo volumétrico del fluido caliente, para una medición de caudal hasta 2,0 l/min, la eficiencia media de la temperatura es mayor para la condición del flujo en paralelo. Adicionalmente, se confirmó que el factor de incrustación es un parámetro que permite identificar una disminución en la eficiencia media de la temperatura, así como la predicción de un mantenimiento preventivo del intercambiador cuando opera bajo un régimen de flujo turbulento, es decir, altas velocidades. Así, como conclusión fue posible afirmar que el desarrollo de esta investigación permitió contribuir al estado del arte de la literatura especializada, una vez que es posible asociar una relación entre el factor de incrustación y la eficiencia media de la temperatura, en función del flujo volumétrico del fluido frío en condiciones de operación del flujo tanto en paralelo como en contracorriente.

Palabras clave: Intercambiador de calor, flujo en paralelo, flujo en contracorriente, factor de incrustación, eficiencia térmica.

Abstract

This investigative article was motivated by the challenges imposed in the industry of thermal machines in which, more and more, alternatives are studied that allow to know the thermal and hydrodynamic performance of the working fluids. In particular, this work aimed to characterize the effect of the fouling factor in a heat exchanger operated in parallel and countercurrent flow. The adopted methodology was based on the application of the classical theory of heat transfer mechanisms applied to a concentric tube heat exchanger. The consolidated results confirmed that, keeping the volumetric flow of the hot fluid constant, for a flow measurement up to 2.0 l/min, the average temperature efficiency is higher for the parallel flow condition. Additionally, it was confirmed that the fouling factor is a parameter that allows to identify a decrease in the average efficiency of the temperature, as well as the prediction of a preventive maintenance of the exchanger when it operates under a turbulent flow regime, that is, high speeds. Thus, as a conclusion, it was possible to affirm that the development of this research allowed us to contribute to the state of the art of the specialized literature, since it is possible to associate a relationship between the scale factor and the average efficiency of the temperature, depending on the volumetric flow of the cold fluid under flow operating conditions both in parallel and in countercurrent.

Keywords: Heat exchanger, parallel-flow, counter-flow, fouling factor, thermal efficiency.

Contenido

1. Introducción	14
1.1 Formulación del problema	15
1.2 Objetivos.....	17
1.2.1 Objetivo general	17
1.2.2 Objetivos específicos.....	17
1.3 Justificación	18
2. Revisión de la literatura especializada	20
3. Fundamentos Teóricos	31
3.1 Temperatura media (T_m)	31
3.2 Capacidad calorífica (C_p)	32
3.3 Densidad (ρ).....	32
3.4 Tasa de flujo de calor (Q).....	33
3.5 Eficiencia media de la temperatura (η).....	34
3.6 Factor de incrustación (FF).....	35
4. Metodología	36
4.1 Aparato experimental	36
4.2 Diseño de experimentos	38
5. Resultados y discusión	42
5.1 Flujo en paralelo.....	42
5.2 Flujo en contracorriente	46
6. Conclusiones y recomendaciones	53
Bibliografía	54

Lista de figuras

- Figura 1. (a) Modulo TD360; (b) Intercambiador de calor tubos concéntricos TD360a.... 36
- Figura 2. Calibración *in-situ* de sensores de temperatura del intercambiador de calor 39
- Figura 3. Conexiones para la medición de temperatura de los fluidos frio y caliente 40
- Figura 4. Variación de le eficiencia y el factor de incrustación cuando el flujo paralelo ... 45
- Figura 5. Variación de le eficiencia y el FF cuando el flujo es en contracorriente 50
- Figura 6. Comparación: (a) factor de incrustación; (b) eficiencia media de temperatura . 52

Lista de tablas

Tabla 1. Datos experimentales asociados al flujo en paralelo	41
Tabla 2. Datos experimentales asociados al flujo en contraflujo	41
Tabla 3. Flujo en paralelo: cálculo de las temperaturas medias de los fluidos frío y caliente	43
Tabla 4. Flujo en paralelo: cálculo de parámetros termodinámicos, eficiencia térmica y factor de incrustación.....	44
Tabla 5. Flujo en contracorriente: cálculo de las temperaturas medias de los fluidos frío y caliente.....	47
Tabla 6. Flujo en contracorriente: cálculo de parámetros termodinámicos, eficiencia térmica y factor de incrustación	48

1. Introducción

Los intercambiadores de calor desempeñan un papel fundamental en una amplia variedad de aplicaciones industriales y tecnológicas, desde la refrigeración en sistemas de aire acondicionado hasta la generación de energía en centrales eléctricas. La eficiencia de estos dispositivos es de suma importancia, ya que afecta directamente el rendimiento y la economía de los procesos en los que se utilizan.

Uno de los factores críticos que influyen en el rendimiento de un intercambiador de calor es el fenómeno de incrustación, que se refiere a la acumulación de depósitos sólidos en las superficies de intercambio de calor. La formación de incrustaciones puede reducir significativamente la transferencia de calor y aumentar la pérdida de presión en el sistema, lo que conlleva un aumento en los costos de operación y un deterioro en la eficiencia global del intercambiador.

El presente trabajo se centra en el estudio del "Efecto del factor de incrustación en un intercambiador de calor operado en flujo paralelo y contracorriente". El objetivo principal es analizar de manera detallada cómo la incrustación afecta el rendimiento de intercambiadores de calor operados en diferentes configuraciones de flujo. Comprender este fenómeno es esencial para optimizar la operación de estos

dispositivos, minimizar los costos de mantenimiento y mejorar la eficiencia energética en diversas aplicaciones industriales.

A lo largo de este TIG, se investigarán las causas subyacentes de la incrustación, las técnicas de mitigación y limpieza, y se llevarán a cabo experimentos que evalúen el impacto de la incrustación en el intercambio de calor en situaciones de flujo paralelo y contracorriente. Además, se explorarán estrategias y enfoques que permitan mejorar el desempeño y prolongar la vida útil de los intercambiadores de calor en presencia de incrustaciones.

Este estudio contribuirá al conocimiento de la incrustación en intercambiadores de calor y proporcionará información valiosa para ingenieros y profesionales que trabajan en el diseño y operación de sistemas de transferencia de calor en diversas industrias. La comprensión más profunda de este fenómeno permitirá el desarrollo de estrategias más efectivas para mantener y optimizar el rendimiento de los intercambiadores de calor, lo que a su vez impulsará la eficiencia y la sostenibilidad en procesos industriales y sistemas de energía.

1.1 Formulación del problema

Los intercambiadores de calor desempeñan un papel fundamental en diversas aplicaciones industriales, incluyendo sistemas de refrigeración, generación de energía y procesos químicos. La eficiencia de estos dispositivos es de gran importancia, ya que influye directamente en la economía y el rendimiento de los procesos en los que se utilizan. Uno de los factores críticos que afectan el

rendimiento de los intercambiadores de calor es la incrustación, que se refiere a la acumulación de depósitos sólidos en las superficies de intercambio de calor. Esta incrustación puede resultar en una disminución significativa de la eficiencia del intercambiador de calor y un aumento en los costos operativos.

El objetivo de este TIG es investigar el "Efecto del factor de incrustación en un intercambiador de calor operado en flujo paralelo y contracorriente". Para lograrlo, se plantean las siguientes interrogantes:

- ¿Cuál es la naturaleza de los mecanismos de incrustación en los intercambiadores de calor y cuáles son los factores que contribuyen a su formación?
- ¿Cómo afecta la incrustación al rendimiento térmico de un intercambiador de calor en una configuración de flujo paralelo y contracorriente?
- ¿Cuáles son las diferencias significativas en los patrones de incrustación y sus efectos en las configuraciones de flujo paralelo y contracorriente?
- ¿Existen métodos efectivos de mitigación y limpieza de la incrustación en intercambiadores de calor, y cómo pueden aplicarse para mantener la eficiencia de intercambio de calor a lo largo del tiempo?

Estas preguntas se plantean con el propósito de comprender en profundidad cómo la incrustación afecta la eficiencia y el rendimiento de los intercambiadores de calor en diferentes configuraciones de flujo. A través de la investigación y experimentación, se buscará proporcionar información valiosa que contribuya a la

optimización de la operación y el mantenimiento de estos dispositivos en entornos industriales y de generación de energía. La resolución de este problema es esencial para mejorar la eficiencia energética y la sostenibilidad en una amplia variedad de aplicaciones industriales y tecnológicas.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

Estudiar el efecto del factor de incrustación en un intercambiador de calor operado en flujo paralelo y contracorriente.

1.2.2 Objetivos específicos

Para atender el objetivo general de la investigación, tres objetivos específicos han sido formulados:

- Cuantificar el error sistemático y la incertidumbre asociada a la medición de temperatura del intercambiador de tubo concéntrico, con el propósito de garantizar la confiabilidad de los resultados experimentales.
- Evaluar el efecto de la variación del flujo en la eficiencia y el factor de incrustación cuando el flujo es paralelo.
- Evaluar el efecto de la variación del flujo en la eficiencia y el factor de incrustación cuando el flujo es contracorriente.

1.3 Justificación

La justificación de la investigación sobre el "Efecto del factor de incrustación en un intercambiador de calor operado en flujo paralelo y contracorriente" radica en la importancia fundamental de los intercambiadores de calor en una amplia gama de aplicaciones industriales y tecnológicas, así como en los desafíos que plantea la incrustación en su funcionamiento. A continuación, se exponen las razones que respaldan la necesidad de abordar este problema:

Relevancia Industrial y Económica: Los intercambiadores de calor son componentes críticos en procesos industriales, sistemas de generación de energía y climatización. La incrustación puede resultar en una disminución significativa de la eficiencia térmica, lo que se traduce en mayores costos operativos, mayores consumos de energía y pérdida de productividad. Comprender y mitigar la incrustación es esencial para mantener la eficiencia y reducir los costos asociados.

Impacto Ambiental: La eficiencia energética y la reducción de emisiones de carbono son prioridades en la actualidad. La incrustación en intercambiadores de calor puede requerir un mayor consumo de energía para mantener el mismo nivel de transferencia de calor, lo que a su vez contribuye a un mayor impacto ambiental. Abordar este problema es relevante para avanzar hacia sistemas más sostenibles.

Variedad de Aplicaciones: Los intercambiadores de calor se utilizan en una variedad de aplicaciones, desde la refrigeración en sistemas de aire acondicionado hasta la generación de energía en centrales eléctricas. Las características de la incrustación pueden variar según la aplicación, lo que hace que el estudio en

configuraciones de flujo paralelo y contracorriente sea especialmente relevante para comprender sus efectos en diferentes contextos.

Escasa Investigación en Configuraciones de Flujo: Aunque la incrustación en intercambiadores de calor ha sido ampliamente investigada, existe una falta de estudios detallados que aborden las diferencias en las configuraciones de flujo paralelo y contracorriente. Esta investigación puede arrojar luz sobre cómo la incrustación varía en función de la dirección del flujo y cómo afecta la eficiencia térmica.

Mejora de la Eficiencia y la Sostenibilidad: La comprensión de la incrustación y la identificación de estrategias efectivas para mitigarla y limpiarla pueden conducir a una mejora significativa en la eficiencia y la sostenibilidad de los procesos industriales y sistemas de generación de energía.

En resumen, la investigación sobre el efecto de la incrustación en intercambiadores de calor operados en flujo paralelo y contracorriente es crucial para abordar problemas económicos, medioambientales e industriales. Los resultados de esta investigación pueden tener un impacto significativo en la eficiencia y la sostenibilidad de una amplia gama de aplicaciones, lo que subraya la importancia de abordar este problema en detalle.

2. Revisión de la literatura especializada

Un intercambiador de calor juega un papel muy importante en la gran mayoría de las aplicaciones industriales. Se utiliza para calentar o enfriar fluidos a una temperatura determinada durante un proceso industrial a gran escala. Un intercambiador de calor tiene un diseño dinámico y versátil que le permite trabajar en cualquier proceso de la industria. Dependiendo del uso o enfoque, su desempeño varía con respecto a la temperatura, tipo de fluido, presión, densidad, flujo de fase, composición química, viscosidad, entre otras propiedades termodinámicas (Benoit et al., 2016; Jusoh et al., 2014). Con la crisis energética global, la disipación de calor se ha convertido en un desafío vital para los científicos e ingenieros. Por un lado, son más conscientes del coste energético al que se enfrentan. Por otro lado, los gobiernos están tratando de sensibilizar y orientar a las poblaciones sobre cómo limitar el consumo de energía en los hogares e industrias como una forma de combatir la aceleración del cambio climático, con el fin de reducir la dependencia energética del clima (Guerrero et al., 2019).

A partir de la segunda mitad del siglo XIX, al comienzo de la segunda revolución industrial, comenzaron a surgir los primeros diseños de intercambiadores de calor a partir del concepto de que el calor podía generarse de forma continua. Esto se

debió a los crecientes requisitos operativos de las centrales eléctricas, donde se utilizaron como condensadores y calentadores de agua de alimentación, lo que sigue siendo una aplicación práctica en la actualidad. Entre finales de la década de 1880 y la década de 1920, los nuevos diseños y desarrollos para intercambiadores de calor de placas, los primeros en aparecer en la literatura, dieron como resultado muchas patentes, especialmente para su uso en la industria cervecera y de pasteurización de leche. En este período, el Dr. Richard Seligman inventó el primer intercambiador de calor comercialmente viable en 1923 y revolucionó los métodos de calentamiento y enfriamiento indirecto de fluidos. Estableció el estándar para los intercambiadores de calor de placas metálicas delgadas diseñados por computadora que se usan hoy en día en todo el mundo (Tidbury, 1986).

Simultáneamente con el comienzo del siglo XX, con la industria petrolera emergente, surgió el concepto de intercambiadores de calor de carcasa y tubos. Su aplicación estaba más enfocada en ambientes agresivos o en servicios de alta presión en calentadores/enfriadores de aceite, re-hervidores y condensadores en plantas de crudo. Aunque se sabía poco sobre el diseño de los intercambiadores de calor tubulares, la mayoría de los diseños se hicieron teniendo en cuenta la resistencia del material, mientras que la transferencia de calor se midió aproximadamente a partir de estimaciones y cálculos matemáticos. En la década de 1920, la tecnología de fabricación de STHE se desarrolló bastante bien, en gran parte debido a los esfuerzos de unos pocos fabricantes que establecieron muchos

principios de diseño sólidos a partir de la intuición y los datos de bancos de tubos ideales (Kakac & Liu, 2002).

Con el final de la Primera Guerra Mundial y la crisis de la década de 1930, el mundo volvió al capitalismo industrial y el país de Suecia construyó el primer intercambiador de calor de placas en espiral, que consistía en un par de placas de metal enrolladas alrededor de un eje que formaba pasajes en espiral paralelos por donde se desplazaba cada fluido (caliente y frío). Este modelo se utilizó posteriormente en las plantas de celulosa; a esto también se unió el Reino Unido a partir del método de soldadura fuerte para aplicaciones de motores de aviones.

Con el tiempo, los diseños han ido mejorando con los avances tecnológicos de cada década, la necesidad de los mismos y su complejidad. Hoy en día son el dispositivo térmico más utilizado y se pueden encontrar en el área de calefacción o refrigeración, área de transporte, industria química, recuperación de calor residual, industria petrolera, industria farmacéutica, industria espacial, tratamiento de fluidos, entre otros; pero, a su vez, con el uso y trabajo los fluidos pueden contener cierta cantidad de material disuelto o en suspensión, lo que, gracias a las condiciones ambientales, favorece el crecimiento de organismos biológicos. Como resultado de esto, se produce una acumulación no deseada en la superficie de transferencia de calor que afecta directamente la eficiencia de trabajo de la transferencia de calor. Esta acumulación se denomina ensuciamiento (o en inglés, *fouling*) y reduce significativamente el coeficiente de transferencia de calor, lo que provoca cambios en la topografía de la superficie, la geometría del flujo y caídas de presión como resultado de la contracción del flujo y el aumento de la fricción. El

ensuciamiento generalmente se forma en cinco pasos: iniciación, transporte a la superficie, adhesión, remoción de la superficie y envejecimiento de la superficie. Existen algunos parámetros o condiciones favorables que pueden acelerar el proceso de formación de incrustaciones en un intercambiador de calor, como el PH (REN et al., 2021), la velocidad del fluido, la temperatura del fluido (Kukulka & DEvgun, 2007), la temperatura superficial de transferencia de calor, la temperatura superficial de la estructura (Muenthong et al., 2020) y rugosidad del material (Ali et al., 2021).

Con la formación de incrustaciones, el intercambiador de calor se convierte en un espacio de trabajo escalado y las capas de exceso de incrustaciones reducen la eficiencia térmica e hidráulica de una red de intercambiadores de calor. Los daños por incrustaciones son muy costosos y provocan daños en los equipos si el agua no se procesa correctamente. Por lo tanto, es importante tener un programa de limpieza regular para combatir este problema, lo que genera costos adicionales y tiempo de inactividad. Según varios estudios, más del 90% de los intercambiadores de calor en diferentes industrias no están exentos de esta situación (Müller-Steinhagen et al., 2009). Un cierre a corto plazo para limpiar la escala tiene un efecto significativo en los programas de mantenimiento, la producción y el rendimiento general de la organización. En algunos casos, es posible que el intercambiador siga funcionando cuando hay una avería grave, manteniendo la producción. Por lo general, donde hay redes de intercambiadores de calor, como

las centrales hidroeléctricas, la pérdida de calor se complementa con equipos de precalentamiento instalados cerca del equipo problemático.

Es normal que el ensuciamiento sea causado por diferentes mecanismos. Estos mecanismos incluyen el ensuciamiento por sedimentación, cristalización, reacción química, corrosión y ensuciamiento biológico. El ensuciamiento por sedimentación ocurre cuando los sólidos suspendidos en el fluido se depositan en las superficies de transferencia de calor y generalmente ocurre cuando la velocidad del fluido cae por debajo del nivel crítico. El ensuciamiento por cristalización está relacionado con sales inorgánicas disueltas en el fluido en la superficie de transferencia de calor y generalmente ocurre durante el período de saturación o enfriamiento excesivo. El ensuciamiento por reacción química está estrechamente relacionado con los líquidos y sus interacciones químicas, pero también ocurre en las corrientes de vapor o gas; ocurre cerca de la superficie mostrando una fase sólida en la parte calentada o directamente afectada (material de la superficie de transferencia) que puede actuar como catalizador. La incrustación por productos de corrosión se debe a fluidos de naturaleza agresiva o con impurezas extra que, al entrar en contacto con la superficie de transferencia de calor, la corroen, formando una capa extra con un alto nivel de resistencia térmica. La bioincrustación es causada por el crecimiento de organismos dentro del fluido y estos se adhieren a la superficie sólida, reduciendo así la transferencia de calor (Thome, 2004).

Las pérdidas económicas excesivas debido al ensuciamiento han dado lugar a numerosos estudios para mejorar la recuperación de calor de los equipos a través de diversas estrategias de mitigación. La decisión de limpiar un intercambiador de

calor sucio está estrechamente relacionada con el beneficio energético de un intercambiador de calor limpio. Los costos de limpieza son generalmente muy elevados y superan anualmente el límite de mil millones de dólares para mano de obra, equipos de eliminación de embalaje, productos químicos de limpieza y eliminación de desechos (Macchietto et al., 2011). Si los intercambiadores se limpian mientras la unidad está en funcionamiento, los costos de combustión serán más altos. Estas pérdidas económicas deben ser incluidas en cualquier proceso de toma de decisiones para la limpieza del intercambiador (Pretty et al., 2015). Aunque los costos pueden ser altos, las industrias aplican constantemente diferentes tipos de soluciones para resolver el problema del ensuciamiento, pero como se vuelve un problema tan complejo, la Asociación de Fabricantes de Intercambiadores de Calor Tubulares (Byrne, 2019) recomienda un margen adicional de transferencia de calor aumentando el área de transferencia durante la fase de diseño para tener en cuenta el ensuciamiento. Este margen de diseño puede ser un valor fijo, que generalmente representa un valor asintótico de la resistencia al ensuciamiento, asumiendo que el proceso de ensuciamiento subyacente seguirá una línea asintótica (Awad, 2011; Lugo & Picón, 2018).

Por lo tanto, siempre se recomienda en la etapa de diseño o dibujo que la tolerancia al ensuciamiento se tome como una resistencia crítica al ensuciamiento. El diseñador puede tener la percepción de que llevará una cierta cantidad de tiempo alcanzar este nivel crítico de suciedad y, por lo tanto, recomendar el tiempo entre limpiezas a los ingenieros. En la operación real, a menudo existe incertidumbre

sobre el grado de ensuciamiento, que debe incorporarse en la etapa de diseño. Es importante tener en cuenta que la incorporación de un área de transferencia de calor adicional no siempre resuelve el problema del ensuciamiento, pero puede aumentar el problema del ensuciamiento al introducir cambios como una disminución de la velocidad en relación con el valor de diseño, acelerando así la tasa de crecimiento del ensuciamiento (Müller-Steinhagen & Malayeri, 2013).

En uno de los trabajos realizados por Peng et al., (2007), para un intercambiador de calor de carcasa y tubos, sugiere la aplicación de deflectores helicoidales continuos en lugar de deflectores segmentados para fluidos de proceso que tienen una alta tendencia a ensuciarse en el lado de la carcasa. de calor. Los deflectores helicoidales continuos correctamente diseñados pueden reducir el ensuciamiento en el lado de la carcasa y también evitar la vibración inducida por el flujo. El rendimiento de los intercambiadores de calor propuestos se estudió experimentalmente. Los resultados indicaron que el uso de deflectores helicoidales continuos resultó en un aumento de casi el 10 % en el coeficiente de transferencia de calor en comparación con los deflectores segmentados convencionales para la misma caída de presión en el lado de la carcasa.

En una parte de los casos, la corrosión de la superficie de un intercambiador de calor generalmente se atribuye a la incrustación y al tipo de material del que está hecho (Saha et al., 2020). Para minimizar la corrosión y evitar la posibilidad de corrosión, a menudo se requieren materiales de construcción más caros. El uso de láminas o películas de titanio es la mejor opción, ya que este material tiene una alta resistencia a la corrosión y una buena adherencia a la superficie en comparación

con el acero al carbono común o el aluminio. Se puede encontrar en la literatura que disminuye el ensuciamiento causado por la corrosión en presencia de una capa de recubrimiento en la superficie del intercambiador de calor, mejora la transferencia de calor y puede actuar como una capa anticorrosión (Oon et al., 2020). Como resultado, el recubrimiento también extenderá la eficiencia y la vida útil de los intercambiadores de calor, pero aún no resuelve el problema, ya que el uso de este proceso genera costos muy altos para las industrias y si no se aplica el recubrimiento en el diseño. fase, es muy complejo hacerlo después.

En cuanto al diseño de los tubos, varía según la clasificación en construcción o el propósito de uso. En términos generales, un intercambiador de calor se clasifica según la construcción, los procesos de transferencia de calor, los grados de compactación de la superficie, el sistema de flujo, la distribución de fluidos, la fase del fluido del proceso y la mecánica de transferencia de calor (Cengel, 2014). Bouris et al. (2005) presentaron un nuevo diseño impulsado por un intercambiador optimizado Disposición para reducir el ensuciamiento en el lado del gas. Al mismo tiempo, a partir de simulaciones CFD y experimentos industriales, concluyeron que una disposición elíptica y en forma de gota sería la más ideal en términos de características térmicas e hidráulicas. Con este modelo se verificó que la racionalización de la forma de los tubos da como resultado una caída de presión un 85% menor y una tasa de deposición un 90% menor. Sin embargo, la transferencia de calor disminuyó debido a la reducción de los niveles de mezcla y turbulencia en los haces modificados; por lo tanto, se consideró reducir el espacio

transversal para aumentar el área de transferencia de calor y maximizar los beneficios de los nuevos arreglos. El estudio de los nuevos haces estrechamente espaciados ha demostrado que logran niveles más altos de transferencia de calor con una tasa de deposición un 75% más baja y una caída de presión un 40 % más baja, por lo que el diseño del haz de tubos muestra un rendimiento y una tecnología superiores. intercambiadores (Bouris et al., 2005). Años antes, también se propuso que las condiciones de umbral en términos de temperatura de la pared y velocidad del fluido eran otro factor de ensuciamiento. El funcionamiento de los intercambiadores de calor por debajo de las condiciones del umbral aumentaría la duración entre limpiezas. Se ha propuesto controlar las condiciones de umbral en la fase de diseño, introduciendo aditivos químicos o añadiendo dispositivos físicos como insertos de tubos. Sin embargo, estas consideraciones podrían conducir a un aumento en el costo de capital debido a la superficie adicional de transferencia de calor y un aumento en el costo de bombeo debido a la mayor caída de presión (Butterworth, 2002). Al no ser tan factible, Ren et al. (2021) propusieron un método para optimizar dinámicamente la distribución de velocidades ajustando la distribución de flujo en intercambiadores de calor paralelos en una red y modificando la estructura detallada de los intercambiadores de calor con consideraciones integrales de ensuciamiento, transferencia de calor y pérdida por depresión. Utilizo un algoritmo de recocido simulado para resolver el modelo. La tasa de ensuciamiento en el intercambiador de calor se ve afectada por la temperatura y la velocidad de la pared, que a su vez puede disminuir la temperatura de la pared y aumentar la velocidad, lo que corresponde a un proceso dinámico.

Para describir el comportamiento dinámico del problema de optimización, todo el horizonte de tiempo operativo se divide en varios intervalos de tiempo y los intervalos adyacentes están vinculados por la resistencia al ensuciamiento. Como resultado, se confirmó que los valores de los coeficientes de división están determinados principalmente por la diferencia en la resistencia de obstrucción y la carga térmica entre los intercambiadores de calor que estaban en paralelo dentro de la red. Esto mostró un efecto positivo en la atenuación de la suciedad y la eficiencia económica al aplicar el método (Liu et al., 2017).

Se han llevado a cabo muchos trabajos, contribuciones e investigaciones similares a los mencionados anteriormente para reducir el ensuciamiento y controlar la corrosión en los intercambiadores de calor. En los últimos años se han intentado varias formas de enfrentar este problema, el cual tiene un alto impacto, de tal forma que puede afectar al medio ambiente y en consecuencia a todos los organismos vivos del planeta, entre otros. Es importante tener en cuenta que algunos métodos, especialmente los métodos químicos/aditivos, son altamente peligrosos para el medio ambiente, por lo que muchas investigaciones proponen tecnologías de autolimpieza en tiempo real y enfoques químicos benignos que no contaminan. Un enfoque innovador y de bajo costo para el costo anual de las incrustaciones es la limpieza en línea, llamada proyectiles de limpieza. Algunos autores han propuesto un método mecánico diseñado exclusivamente para tubos, que da como resultado la limpieza general de una red de intercambiadores de calor. La principal ventaja de este método de limpieza es que no se necesitan paradas ni el uso de agentes

químicos (Seol et al., 2020; Mohammed et al., 2022), lo que hace que el proceso sea eficiente al no contar con una técnica capaz de evitar la acumulación excesiva de biopartículas, deposición de cal o productos corrosivos (Müller-Steinhagen et al., 2011).

A partir de la literatura especializada, es posible confirmar que el *fouling factor* (FF) es un parámetro importante el cual se torna un problema agresivo en la eficiencia térmica de un intercambiador de calor, provocando así una disminución en la confiabilidad metrológica (Kapustenko et al., 2023). En ese sentido, este trabajo tiene por objetivo analizar el evaluar el comportamiento del FF en un intercambiador real, el cual opera en dos condiciones: flujo paralelo y flujo contracorriente. Así, se espera que los resultados de esta investigación contribuyan al estado del arte de la literatura especializada en los procesos industriales asociados a la transferencia de calor.

3. Fundamentos Teóricos

Para el análisis del proceso de transferencia de calor, diversos conceptos teóricos deben ser tenido en cuenta. Esos conceptos son descritos en esta sección, así como las ecuaciones matemáticas asociadas a cada uno de ellos. Esta sección está basada en la literatura clásica asociada a los modelos de transferencia de calor (Cengel, 2014).

3.1 Temperatura media (T_m)

La temperatura media (para los fluidos frío y caliente) es calculada a partir de la semisuma de las temperaturas de entrada y salida del intercambiador de calor. La ecuación (1) presenta la fórmula matemática para su cálculo, donde, T_m : denota la temperatura media; T_{in} : denota la temperatura del fluido a la entrada del intercambiador de calor; T_{out} : denota la temperatura del fluido a la salida del intercambiador de calor.

$$T_m = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (1)$$

3.2 Capacidad calorífica (Cp)

El fluido de trabajo por medio del cual opera el intercambiador de calor es agua líquida. Así, para la capacidad calorífica del agua líquida se utiliza la siguiente ecuación:

$$C_p = a - b \cdot T_m + c \cdot (T_m)^2 - d \cdot (T_m)^3 + e \cdot (T_m)^4 \quad (2)$$

En la expresión anterior, se denotan las siguientes variables y constantes, C_p : capacidad calorífica; T_m : temperatura media; a : 4,2113; b : $2,4403 \times 10^{-3}$; c : $7,0487 \times 10^{-5}$; d : 1×10^{-6} ; e : 6×10^{-9} . El valor de la capacidad calorífica es calculado tanto para el fluido caliente como para el fluido frío.

3.3 Densidad (ρ)

La densidad es la relación entre la masa y el volumen de un cuerpo. Para el caso de un líquido puede tener pequeñas variaciones en función de la temperatura. Para el caso del proceso de transferencia de calor en un intercambiador, para los fluidos frío y caliente, se puede determinar la densidad del líquido a partir de la siguiente ecuación, donde T representa la temperatura del fluido:

$$\rho = \frac{999,839 + 16,952T - 7,990 \cdot 10^{-3}T^2 - 46,241 \cdot 10^{-6}T^3 + 105,846 \cdot 10^{-9}T^4 - 281,030 \cdot 10^{-12}T^5}{1 + 16,887 \cdot 10^{-3} \cdot T} \quad (3)$$

3.4 Tasa de flujo de calor (\dot{Q})

En los intercambiadores de calor, el calor se transfiere o "fluye" desde el circuito de agua caliente al circuito de agua fría. La tasa de flujo de calor es función está en función del flujo másico del fluido (\dot{m}), la capacidad calorífica (c_p) y la diferencia de temperatura (ΔT). La transferencia de calor se produce debido a la diferencia de temperatura entre el fluido caliente y el fluido frío. Cuanto mayor sea la diferencia de temperatura, mayor será la tasa de transferencia de calor. La Ecuación (4) es utilizada para calcular la tasa de flujo de calor:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (4)$$

La expresión anterior se aplica tanto para el fluido caliente, como para el fluido frío. En la situación donde se calculó la energía absorbida por el fluido frío, se denomina \dot{Q}_a y para la situación donde se determina la energía cedida por el fluido caliente, se denomina \dot{Q}_c . La relación entre estos dos parámetros se conoce como Coeficiente de balance de energía (CEB) y expresa una medida de eficiencia o efectividad en el intercambio de energía en el sistema. Para el caso de un CEB igual a la unidad, indica un equilibrio energético, donde la energía absorbida y emitida son iguales. La Ecuación (5) es utilizada para determinar el CEB:

$$\text{CEB} = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{Q}_c} \quad (5)$$

3.5 Eficiencia media de la temperatura ($\bar{\eta}$)

La eficiencia media de temperatura y el coeficiente de transferencia de calor proporcionan resultados más útiles para la comparación entre intercambiadores de calor. La eficiencia de temperatura del circuito caliente (η_H) del intercambiador de calor es la relación entre el cambio de temperatura en el circuito caliente ($T_{H1} - T_{H2}$), dividido por la diferencia entre las temperaturas máximas y mínimas de los circuitos caliente y frío ($T_{H1} - T_{C1}$), conforme se expresa en la Ecuación (6):

$$\eta_H = \left(\frac{T_{H1} - T_{H2}}{T_{H1} - T_{C1}} \right) \cdot 100 \quad (6)$$

La eficiencia de temperatura del circuito frío (η_C) del intercambiador de calor es la relación entre el cambio de temperatura en el circuito frío ($T_{C2} - T_{C1}$), dividido por la diferencia entre las temperaturas máximas y mínimas de los circuitos caliente y frío ($T_{H1} - T_{C1}$), conforme se indica en la Ecuación (7):

$$\eta_C = \left(\frac{T_{C2} - T_{C1}}{T_{H1} - T_{C1}} \right) \cdot 100 \quad (7)$$

Posteriormente, se determina la Eficiencia media de la temperatura. Al calcular la eficiencia media de temperatura, se tiene en cuenta la transferencia de calor en ambos circuitos y se considera el gradiente de temperatura disponible en cada uno de ellos. Proporciona una medida más completa del rendimiento del intercambiador de calor al considerar la eficiencia de ambos circuitos de manera equilibrada. La Ecuación (8) es utilizada para determinar la Eficiencia media de la temperatura:

$$\bar{\eta} = \frac{\eta_H + \eta_C}{2} \quad (8)$$

3.6 Factor de incrustación (FF)

El factor de incrustación o, en inglés, el *Fouling Factor* (FF), es un parámetro adimensional que representa la suciedad con la que opera el intercambiador de calor. Además, es una medida que es útil para parametrizar los tiempos de paradas y mantenimientos que se deben realizar al intercambiador de calor. La Ecuación (9) es utilizada para calcular el FF:

$$FF = \frac{\bar{\eta}_{\text{limpio}} - \bar{\eta}}{\bar{\eta}_{\text{limpio}} - \bar{\eta}_{\text{sucio}}} \quad (9)$$

En la expresión anterior, el parámetro ($\bar{\eta}_{\text{limpio}}$) denota la eficiencia de la temperatura media del intercambiador cuando está completamente limpio, es decir, la eficiencia media de la temperatura inmediatamente después del mantenimiento realizado. Para efectos de esta investigación, este parámetro fue estimado, experimentalmente, en aproximadamente 40%. Para la situación donde el intercambiador de calor está sucio y requiere de una limpieza/mantenimiento, la eficiencia media de la temperatura ($\bar{\eta}_{\text{sucio}}$) fue estimada en 5%. Estos parámetros serán utilizados para calcular el Factor de incrustación en la operación de un intercambiador de calor.

4. Metodología

4.1 Aparato experimental

Los experimentos fueron realizados en el Laboratorio de Ingeniería Térmica y Termofluidos de la Universidad Antonio Nariño – Sede Puerto Colombia (Atlántico, Colombia). Este laboratorio posee un intercambiador de calor TecQuipment TD360 (Figura 1a), así como un módulo complementario de tubos concéntricos TD360a (Figura 1b).



(a)



(b)

Figura 1. (a) Módulo de servicio TD360; (b) Intercambiador de calor de tubos concéntricos TD360a

El módulo de servicio (TD360) es el núcleo de la gama TD360. Este módulo proporciona agua fría y caliente al intercambiador de calor, así como sus conexiones. El sistema de agua caliente del módulo de servicios incluye un tanque con un calentador eléctrico controlado por PID (*proportional-integral-derivativ*), una bomba e indicadores de nivel del tanque, así como una válvula operada eléctricamente que se abre para dejar entrar agua para llenar el tanque. El tanque tiene protección en caso de sobre temperatura, bajo nivel de agua y sobrellenado. El sistema de agua caliente proporciona caudales y temperaturas estables. El circuito de agua fría del módulo de servicios dispone de regulador de caudal y conexión para suministro externo de agua de red. Tanto el sistema de agua fría como el de agua caliente cuentan con válvulas de aguja de precisión y caudalímetros de turbina para controlar y medir los caudales. Los termopares han sido calibrados con el propósito de garantizar su confiabilidad metrológica y se encuentran ubicados en los conectores miden las temperaturas de la corriente de fluido de entrada y salida, caliente y fría. A su vez, el intercambiador de calor de tubos concéntricos TD360a tiene dos tubos, uno dentro del otro manteniendo el mismo centro. Por uno de los tubos –el exterior de material acrílico– se desplaza el fluido frío y por el otro tubo –el interior de material de cobre– se desplaza el fluido caliente. Esta diferencia de temperatura produce una transferencia de calor entre ambos fluidos que por convección y, en la pared de los tubos, por conducción puro debido a que en la pared de los ductos se cumple la condición hidrodinámica

de no desplazamiento, es decir, la velocidad de los fluidos en la pared del ducto es cero.

4.2 Diseño de experimentos

Con el propósito de evaluar la relación existente entre el Factor de Incrustación y la Eficiencia en la temperatura media, considerando la variación del flujo en dos situaciones distintas de operación, i.e.: flujo paralelo y flujo contracorriente, el experimento fue diseñado y realizado conforme a la siguiente secuencia lógica procedimental: inicialmente se preparó el intercambiador de tubo concéntrico, el módulo, el suministro del fluido de trabajo, así como los sensores de temperatura y medidor de flujo para la evaluación del efecto del flujo del fluido en la operación del intercambiador. La calibración de los sensores de temperatura fue realizada mediante la comparación directa de la indicación de temperatura contra un termómetro digital patrón del fabricante JECTSE modelo:HT-9815 el cual fue utilizado para realizar la lectura de las distintas mediciones de temperatura que se hicieron a lo largo del curso de los experimentos, conforme se ilustra en la Figura 2.



Figura 2. Calibración *in-situ* de los sensores de temperatura del intercambiador de calor

Seguidamente se aseguró que los instrumentos y equipos se encontraran en buen estado y limpios antes de su uso. Durante la operación se establecieron las condiciones de operación del intercambiador de tubo concéntrico, las cuales consistieron en variar el flujo y la temperatura del fluido que circulaba por los tubos interno y externo del intercambiador. Se tomaron medidas de temperatura y caudal en cada punto de la operación. En total se obtuvieron 64 puntos experimentales (32 para la situación donde se operó el intercambiador de calor en flujo paralelo y 32 para la situación donde fue operado en flujo contracorriente). Durante la toma de datos experimentales, se tomaron medidas de la temperatura de entrada y salida de los fluidos, así como del caudal que circulaba por los tubos interno y externo del intercambiador. La Figura 3 ilustra los conectores para la medición de temperatura tanto del fluido caliente como del fluido frío. Estas conexiones están

caracterizadas por el subíndice “H” cuando se trata del fluido caliente y el subíndice “C” cuando se trata del fluido frío.

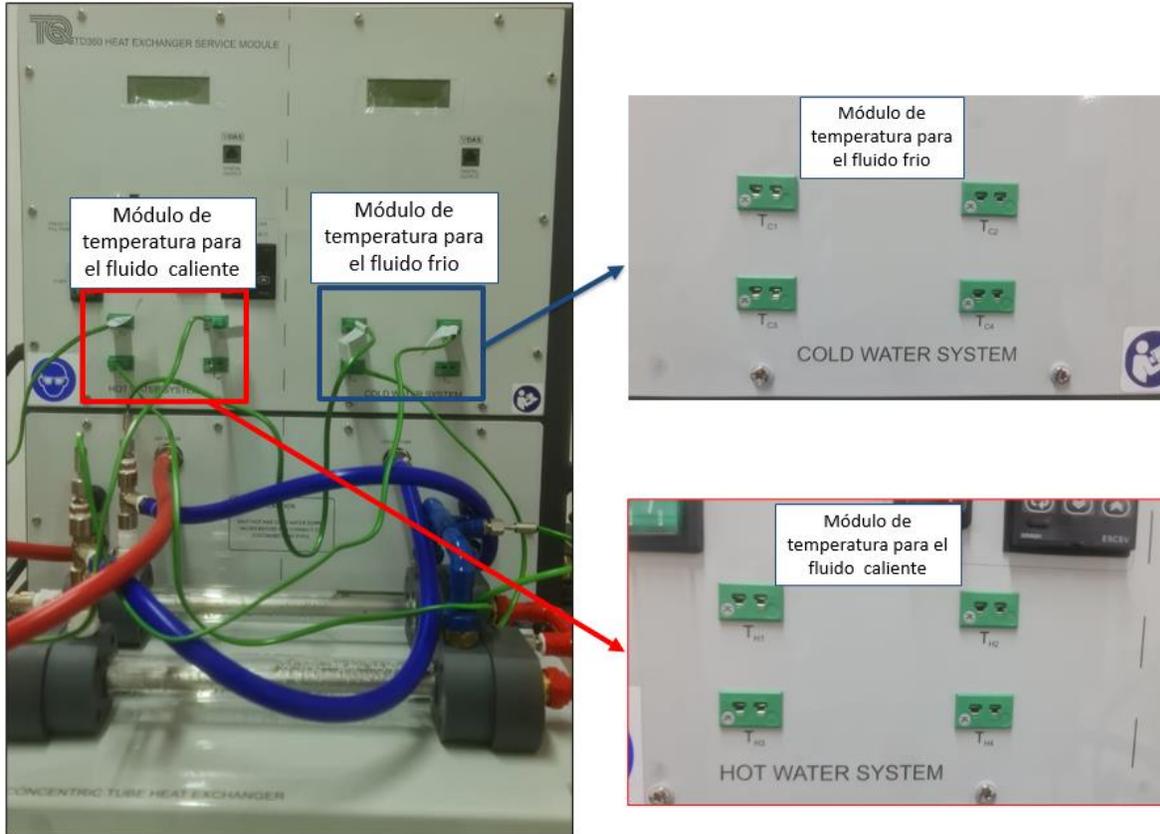


Figura 3. Conexiones para la medición de temperatura de los fluidos frío y caliente

Los parámetros de la figura anterior, en los cuales se asocian los valores de las distintas temperaturas, son identificados así, **TH1**: Temperatura de entrada del fluido caliente; **TH2**: Temperatura de salida del fluido caliente; **TC1**: Temperatura de entrada del fluido frío; **TC2**: Temperatura de salida del fluido frío. Este proceso de toma de datos se repitió para diferentes combinaciones de flujo y temperatura del fluido. Se calculó la eficiencia térmica del intercambiador de tubo concéntrico en cada una de las condiciones de operación evaluadas, utilizando la fórmula

correspondiente y descrita en la sección anterior. Finalmente, para el análisis de resultados, se evaluó el efecto del flujo en la eficiencia térmica, así como su relación con el factor de incrustación en condiciones reales de operación.

Como resultado del diseño de experimentos, fueron obtenidos 64 datos experimentales los cuales están consolidados en las Tablas 1 y 2. Los resultados, análisis y discusión, son mostrados en la sección subsecuente.

Tabla 1. Datos experimentales asociados al flujo en paralelo

# de Exp.	Flujo del fluido caliente (l/min)	Flujo del fluido frío (l/min)	TH1 (°C)	TH2 (°C)	TC1 (°C)	TC2 (°C)
1	3,0	3,0	60,2	55,6	33,1	38,0
2	3,0	2,0	59,9	54,2	33,1	37,0
3	3,0	1,0	60,7	52,6	33,1	35,7
4	3,0	0,5	60,4	50,2	33,1	34,9

Tabla 2. Datos experimentales asociados al flujo en contraflujo

# de Exp.	Flujo del fluido caliente (l/min)	Flujo del fluido frío (l/min)	TH1 (°C)	TH2 (°C)	TC1 (°C)	TC2 (°C)
1	3,0	3,0	61,4	56,5	32,6	37,6
2	3,0	2,0	61,2	55,0	32,6	36,7
3	3,0	1,0	59,7	51,7	32,8	35,5
4	3,0	0,5	59,8	49,5	32,9	34,6

5. Resultados y discusión

Esta sección describe los principales resultados de la investigación en las dos condiciones en las cuales fue operado el intercambiador de calor, es decir, cuando el flujo es paralelo y cuando el flujo es en contracorriente. A seguir se describen las dos situaciones.

5.1 Flujo en paralelo

A partir de los datos experimentales de temperatura y flujo volumétrico, los cuales fueron obtenidos experimentalmente, fue posible determinar la diferencia de temperatura (ΔTH) entre la entrada y la salida del fluido caliente, así como la diferencia de temperatura (ΔTC) entre la entrada y la salida del fluido frío. Aplicando la Ecuación (1) fue posible determinar la temperatura media del fluido frío (T_{mC}) y del fluido caliente (T_{mH}). La Tabla 3 consolida los resultados descritos.

Tabla 3. Flujo en paralelo: cálculo de las temperaturas medias de los fluidos frío y caliente

# de Exp.	QH (l/min)	QC (l/min)	TH1 (°C)	TH2 (°C)	Δ TH (°C)	T _{mH} (°C)	TC1 (°C)	TC2 (°C)	Δ TC (°C)	T _{mC} (°C)
1	3	3,0	60,2	55,6	4,6	57,9	33,1	38,0	4,9	35,6
2	3	2,0	59,9	54,2	5,7	57,1	33,1	37,0	3,9	35,1
3	3	1,0	60,7	52,6	8,1	56,7	33,1	35,7	2,6	34,4
4	3	0,5	60,4	50,2	10,2	55,3	33,1	34,9	1,8	34,0

de Exp.: número de experimentos; **QH:** Flujo volumétrico del fluido caliente; **QC:** Flujo volumétrico del fluido frío; **TH1:** Temperatura de entrada del fluido caliente; **TH2:** Temperatura de salida del fluido caliente; **Δ TH:** diferencia de temperatura entre la entrada y salida del fluido caliente; **T_{mH}:** Temperatura media del fluido caliente, calculada a partir de la ecuación (1); **TC1:** Temperatura de entrada del fluido frío; **TC2:** Temperatura de salida del fluido frío; **Δ TC:** diferencia de temperatura entre la entrada y salida del fluido frío; **T_{mH}:** Temperatura media del fluido frío, calculada a partir de la ecuación (1).

Como se puede observar en la tabla anterior, se ha mantenido constante el flujo volumétrico del fluido caliente (QH) y se ha variado en un intervalo de 0,5 l/min el flujo volumétrico del fluido frío (QC). La tabla presenta las medidas obtenidas en las temperaturas de entrada y salida de los fluidos caliente y frío, así como la variación de temperatura entre ambas mediciones. Se puede observar que, para el caso del fluido caliente, a medida que se disminuye el flujo volumétrico del fluido frío, la diferencia de temperatura aumenta. Este resultado es esperado debido a que predomina un mayor flujo del fluido caliente. Caso contrario sucede para la diferencia de temperatura del fluido frío. A medida que disminuye el flujo volumétrico del fluido frío, también disminuye la diferencia de temperatura entre la entrada y salida en el intercambiador de calor. En relación la temperatura media del fluido de trabajo, se observa que para el fluido frío, a medida que disminuye el

flujo volumétrico, así mismo disminuye la temperatura media del fluido. Posteriormente, se calcularon los parámetros termodinámicos (intermediarios) con el propósito de estimar la eficiencia media de la temperatura, así como el Factor de Incrustación. La Tabla 4 consolida los resultados obtenidos para la situación donde el operador está operando en flujo paralelo.

Tabla 4. Flujo en paralelo: cálculo de parámetros termodinámicos, eficiencia térmica y factor de incrustación

C_{pH}	C_{pC}	ρ_H	ρ_C	\dot{Q}_c	\dot{Q}_a	CEB	η_H	η_C	$\bar{\eta}$	FF
(kJ/kg- °C)	(kJ/kg- °C)	(kg/m ³)	(kJ/kg- °C)	kW	kW	-	%	%	%	%
(Ec. 2)	(Ec. 2)	(Ec. 3)	(Ec. 2)	(Ec. 4)	(Ec. 4)	(Ec. 5)	(Ec. 6)	(Ec. 7)	(Ec. 8)	(Ec. 9)
4,1796	4,1783	984,249	993,831	0,946	1,018	1,075	16,97%	18,08%	17,5%	64,2%
4,1794	4,1784	984,673	994,004	1,173	0,540	0,460	21,27%	14,55%	17,9%	63,1%
4,1793	4,1785	984,872	994,226	1,667	0,180	0,108	29,35%	9,42%	19,4%	58,9%
4,1789	4,1785	985,534	994,361	2,101	0,062	0,030	37,36%	6,59%	22,0%	51,5%

C_{pH} : capacidad calorífica del fluido caliente; C_{pC} : capacidad calorífica del fluido frío; ρ_H : densidad del fluido caliente; ρ_C : densidad del fluido frío; \dot{Q}_c : tasa de flujo de calor del fluido caliente; \dot{Q}_a : tasa de flujo de calor cedida por el fluido caliente; \dot{Q}_c : tasa de flujo de calor absorbida por el fluido frío; **CEB**: coeficiente de balance de energía; η_H : eficiencia de temperatura del circuito caliente; ; η_C : eficiencia de temperatura del circuito frío; $\bar{\eta}$: eficiencia media de la temperatura; **FF**: factor de incrustación.

Se puede observar en la tabla anterior que la capacidad calorífica del fluido caliente disminuye ligeramente a medida que se disminuye el flujo volumétrico del fluido frío, en cambio, para el caso de la capacidad calorífica del fluido frío, se mantiene prácticamente constante. Comparando la densidad de ambos fluidos, existe un ligero aumento de la densidad del fluido caliente a medida que se disminuye el flujo de volumétrico del agua fría. Esto se debe a la disminución de la temperatura media

del fluido caliente. Resulta interesante observar que a medida que disminuye el flujo volumétrico del fluido frío, también disminuye la tasa de flujo de calor del fluido caliente y, por el contrario, aumenta la tasa de flujo de calor ganada por el fluido frío. Esto produce, como era de esperarse, una disminución del coeficiente de balance de energía. En relación a la eficiencia de la temperatura de los circuitos frío y caliente, se observa una clara relación inversa entre este comportamiento. Es decir, a medida que disminuye el flujo volumétrico del fluido, también disminuye la eficiencia de temperatura del circuito frío y aumenta la eficiencia de temperatura del circuito caliente. Finalmente, se puede establecer una relación entre la eficiencia media de la temperatura en relación al factor de incrustación. Los resultados confirman que a medida que aumenta el flujo volumétrico del fluido frío, disminuye la eficiencia de la temperatura y aumenta el factor de incrustación. La Figura 4 ilustra los resultados de forma explícita esta relación.

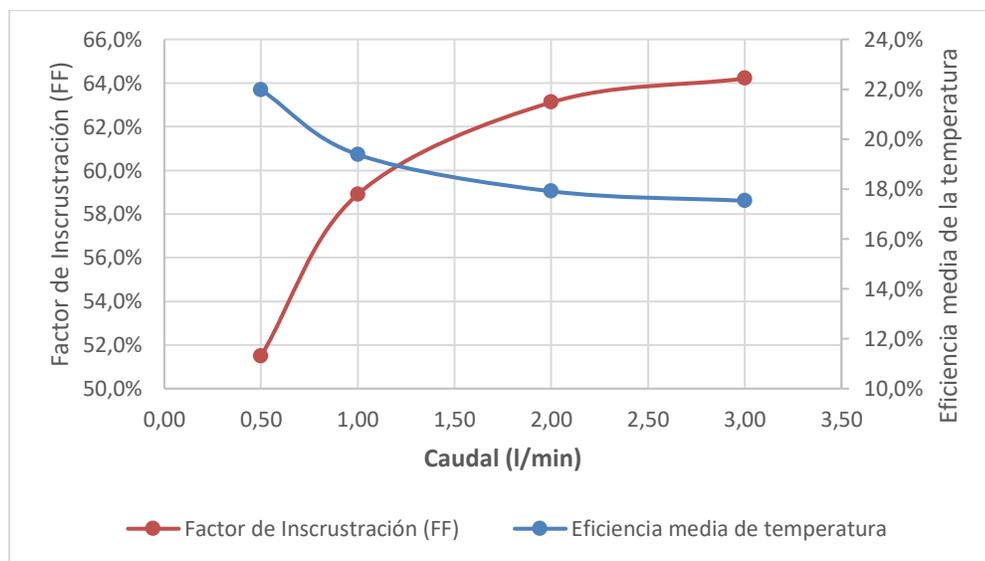


Figura 4. Variación de la eficiencia y el factor de incrustación cuando el flujo es paralelo

La figura anterior ilustra (en color azul) la disminución de la eficiencia media de la temperatura a medida que aumenta el flujo volumétrico del fluido frío, manteniendo el flujo volumétrico del fluido caliente constante. Por otro lado, se ilustra (en color rojo) el aumento del factor de incrustación en este proceso. Esto es explicado debido a que el aumento del flujo es producto del aumento de velocidad del fluido, una vez que el área de sección transversal al interior del ducto se mantiene constante. Este aumento de velocidad, produce una transición del régimen del flujo de laminar a turbulento, lo cual acaba impactando, directamente, en una pérdida de energía del sistema de transferencia de calor, disminución de la eficiencia media de la temperatura y, consecuentemente, aumento del factor de incrustación. La Figura 4 ilustra, también, un punto donde la eficiencia media de la temperatura es aproximadamente igual a 19% y el FF a 60%. En este punto el flujo volumétrico del fluido es aproximadamente igual a 1,25 l/min. Este resultado confirma que, a partir de este valor, el FF crece rápidamente y la eficiencia media de la temperatura inicia una disminución rápida. Lo anterior producto a que las velocidades del fluido empiezan a tonar el régimen del flujo cada vez más turbulento.

5.2 Flujo en contracorriente

Para la situación donde el intercambiador de calor fue operado en flujo contracorriente se siguió una metodología experimental similar al ítem anterior. La Tabla 5 consolida los resultados descritos.

Tabla 5. Flujo en contracorriente: cálculo de las temperaturas medias de los fluidos frío y caliente

# de Exp.	QH (l/min)	QC (l/min)	TH1 (°C)	TH2 (°C)	ΔTH (°C)	T_{mH} (°C)	TC1 (°C)	TC2 (°C)	ΔTC (°C)	T_{mC} (°C)
1	3	3,0	61,4	56,5	4,9	59,0	32,6	37,6	5,0	35,1
2	3	2,0	61,2	55,0	6,2	58,1	32,6	36,7	4,1	34,7
3	3	1,0	59,7	51,7	8,0	55,7	32,8	35,5	2,7	34,2
4	3	0,5	59,8	49,5	10,3	54,7	32,9	34,6	1,7	33,8

de Exp.: número de experimentos; **QH:** Flujo volumétrico del fluido caliente; **QC:** Flujo volumétrico del fluido frío; **TH1:** Temperatura de entrada del fluido caliente; **TH2:** Temperatura de salida del fluido caliente; **ΔTH :** diferencia de temperatura entre la entrada y salida del fluido caliente; **T_{mH} :** Temperatura media del fluido caliente, calculada a partir de la ecuación (1); **TC1:** Temperatura de entrada del fluido frío; **TC2:** Temperatura de salida del fluido frío; **ΔTC :** diferencia de temperatura entre la entrada y salida del fluido frío; **T_{mH} :** Temperatura media del fluido frío, calculada a partir de la ecuación (1).

Como se puede observar en la tabla anterior, se ha mantenido constante el flujo volumétrico del fluido caliente (QH) y se ha variado en un intervalo de 0,5 l/min el flujo volumétrico del fluido frío (QC). Adicionalmente, la tabla presenta las medidas obtenidas en las temperaturas de entrada y salida de los fluidos caliente y frío, así como la variación de temperatura entre ambas mediciones. Similar a la situación cuando el intercambiador de calor operaba en flujo paralelo, se puede observar que, para el caso del fluido caliente, a medida que se disminuye el flujo volumétrico del fluido frío, la diferencia de temperatura aumenta. Sin embargo, para esta situación del flujo en contracorriente, esta diferencia de temperatura es un poco mayor. Este resultado es esperado debido a que predomina un mayor flujo del fluido caliente. Caso contrario sucede para la diferencia de temperatura del fluido frío. A medida que disminuye el flujo volumétrico del fluido frío, también disminuye

la diferencia de temperatura entre la entrada y salida en el intercambiador de calor. Sin embargo, esta diferencia de temperatura es un poco mayor cuando comparado con la situación donde el intercambiador de calor es operado en flujo paralelo. En relación la temperatura media del fluido de trabajo, se observa que para el fluido frío, a medida que disminuye el flujo volumétrico, así mismo disminuye la temperatura media del fluido. Sin embargo, comparando estos resultados con aquellos obtenidos en la Tabla 3, se observa que esta temperatura media del fluido frío es menor cuando el flujo es en sentido contracorriente.

En relación a los parámetros termodinámicos (intermediarios), estos fueron calculados con el propósito de estimar la eficiencia media de la temperatura, así como el Factor de Incrustación. La Tabla 6 consolida los resultados obtenidos para la situación donde el operador está operando en flujo paralelo.

Tabla 6. Flujo en contracorriente: cálculo de parámetros termodinámicos, eficiencia térmica y factor de incrustación

C_{pH}	C_{pC}	ρ_H	ρ_C	\dot{Q}_c	\dot{Q}_a	CEB	η_H	η_C	$\bar{\eta}$	FF
(kJ/kg- $^{\circ}$ C)	(kJ/kg- $^{\circ}$ C)	(kg/m 3)	(kJ/kg- $^{\circ}$ C)	kW	kW	-	%	%	%	%
(Ec. 2)	(Ec. 2)	(Ec. 3)	(Ec. 2)	(Ec. 4)	(Ec. 4)	(Ec. 5)	(Ec. 6)	(Ec. 7)	(Ec. 8)	(Ec. 9)
4,1800	4,1783	983,718	993,987	1,008	1,039	1,031	17,01%	17,36%	17,2%	65,2%
4,1797	4,1784	984,148	994,141	1,275	0,568	0,445	21,68%	14,34%	18,0%	62,8%
4,1790	4,1785	985,339	994,311	1,647	0,187	0,114	29,74%	10,04%	19,9%	57,5%
4,1788	4,1786	985,848	994,445	2,122	0,059	0,028	38,29%	6,32%	22,3%	50,6%

C_{pH} : capacidad calorífica del fluido caliente; C_{pC} : capacidad calorífica del fluido frío; ρ_H : densidad del fluido caliente; ρ_C : densidad del fluido frío; \dot{Q}_c : tasa de flujo de calor del fluido caliente; \dot{Q}_a : tasa de flujo de calor cedida por el fluido caliente; \dot{Q}_a : tasa de flujo de calor absorbida por el fluido frío; **CEB**: coeficiente de balance de energía; η_H : eficiencia de temperatura del circuito caliente; ; η_C : eficiencia de temperatura del circuito frío; $\bar{\eta}$: eficiencia media de la temperatura; **FF**: factor de incrustación.

Se puede observar en la tabla anterior que la capacidad calorífica del fluido caliente disminuye ligeramente a medida que se disminuye el flujo volumétrico del fluido frío, en cambio, para el caso de la capacidad calorífica del fluido frío, se mantiene prácticamente constante, variando únicamente en la cuarta cifra decimal. Comparando la densidad de ambos fluidos, existe un ligero aumento de la densidad del fluido caliente a medida que se disminuye el flujo volumétrico del agua fría. Esto se debe a la disminución de la temperatura media del fluido caliente. Resulta interesante observar que a medida que disminuye el flujo volumétrico del fluido frío, también disminuye la tasa de flujo de calor del fluido caliente y, por el contrario, aumenta la tasa de flujo de calor ganada por el fluido frío. Esto produce una disminución del coeficiente de balance de energía. Comparando estos resultados, con aquellos obtenidos en la Tabla 4, se observa que, en la operación del intercambiador en contracorriente, el CEB es menor para el mismo flujo volumétrico del fluido frío. En relación a la eficiencia de la temperatura de los circuitos frío y caliente, se observa, al igual que el flujo en paralelo, una clara relación inversa entre este comportamiento. Es decir, a medida que disminuye el flujo volumétrico del fluido, también disminuye la eficiencia de temperatura del circuito frío y aumenta la eficiencia de temperatura del circuito caliente. Finalmente, se puede establecer una relación entre la eficiencia media de la temperatura en relación al factor de incrustación. Los resultados confirman que, al igual que el flujo en paralelo, a medida que aumenta el flujo volumétrico del fluido frío, disminuye la

eficiencia de la temperatura y aumenta el factor de incrustación. La Figura 5 ilustra los resultados de forma explícita esta relación.

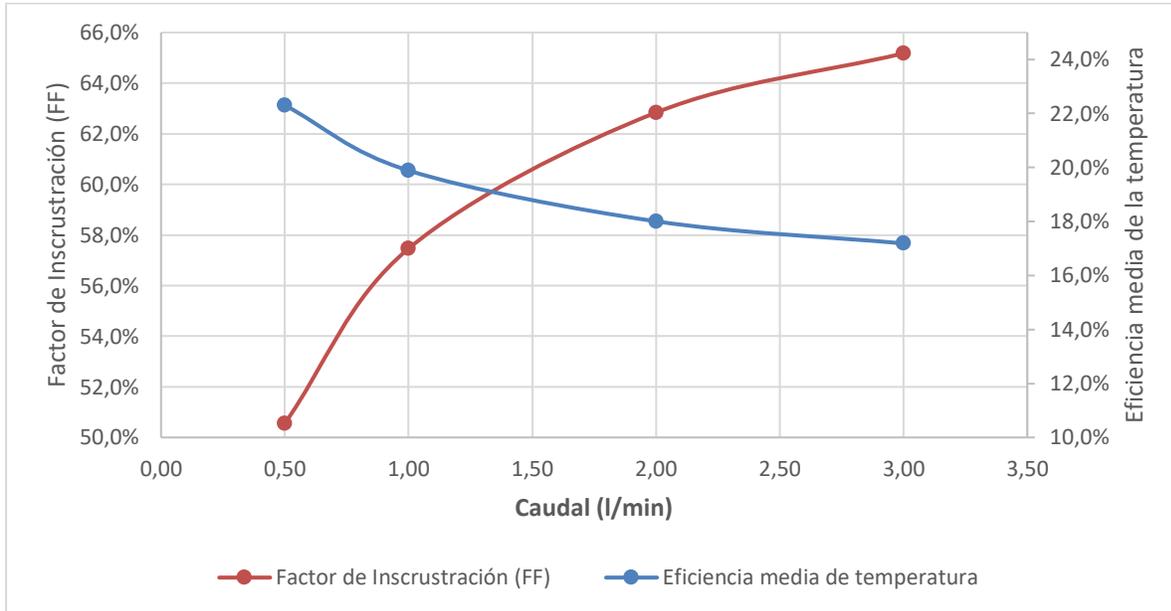


Figura 5. Variación de la eficiencia y el factor de incrustación cuando el flujo es en contracorriente

La figura anterior ilustra (en color azul) la disminución de la eficiencia media de la temperatura a medida que aumenta el flujo volumétrico del fluido frío, manteniendo el flujo volumétrico del fluido caliente constante. Por otro lado, se ilustra (en color rojo) el aumento del factor de incrustación en este proceso. Esto es explicado debido a que el aumento del flujo es producto del aumento de velocidad del fluido, una vez que el área de sección transversal al interior del ducto se mantiene constante. Este aumento de velocidad, produce una transición del régimen del flujo de laminar a turbulento, lo cual acaba impactando, directamente, en una pérdida de energía del sistema de transferencia de calor, disminución de la eficiencia media de la temperatura y, consecuentemente, aumento del factor de incrustación. La

Figura 5 ilustra, también, un punto donde la eficiencia media de la temperatura es aproximadamente igual a 19% y el FF a 60%. En este punto el flujo volumétrico del fluido es aproximadamente igual a 1,40 l/min. Este resultado confirma que, a partir de este valor, el FF crece rápidamente y la eficiencia media de la temperatura inicia una disminución rápida. Lo anterior producto a que las velocidades del fluido empiezan a tonar el régimen del flujo cada vez más turbulento.

Realizando una comparación entre el FF y la eficiencia media de la temperatura para las dos situaciones en que fue operado el intercambiador de calor, es decir, en flujo paralelo y flujo contracorriente, se puede observar que: (i) para el caso del Factor de Incrustación, la operación en flujo paralelo es mayor considerando el mismo valor del flujo volumétrico del fluido frío. Sin embargo, desde 2,0 l/min y hasta 3,0 l/min el FF de incrustación para el flujo contracorriente es mayor. Esto puede ser explicado, conforme comentado anteriormente, por la velocidad del fluido y la generación de turbulencia asociada al sistema hidrodinámico; (ii) para el caso de la eficiencia media de la temperatura, el valor es inferior para el flujo paralelo cuando comparado con el flujo en contracorriente. Sin embargo, desde 2,0 l/min y hasta 3,0 l/min la eficiencia media de la temperatura para el flujo contracorriente es mayor.

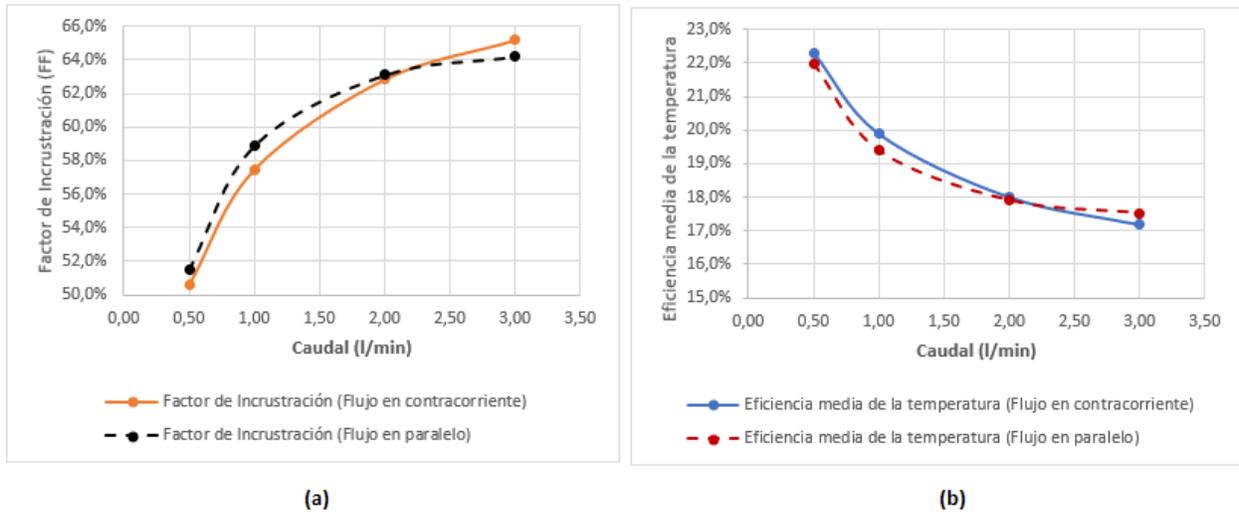


Figura 6. Comparación de resultados: (a) factor de incrustación; (b) eficiencia media de la temperatura

6. Conclusiones y recomendaciones

Este trabajo investigativo, a la luz de los resultados consolidados, permitió conocer el comportamiento hidrodinámico y térmico de un intercambiador de calor de tubos concéntricos cuando operado en dos situaciones distintas: (i) flujo en paralelo y (ii) flujo en contracorriente. El desarrollo de los experimentos, la estimación de parámetros termodinámicos y el análisis de resultados permiten concluir que para una medición de caudal hasta 2,0 l/min, la eficiencia media de la temperatura es mayor para la condición del flujo en paralelo. Este resultado es válido manteniendo el flujo volumétrico del fluido caliente constante. Adicionalmente, el trabajo investigativo confirmó que el factor de incrustación y la eficiencia media de la temperatura tiene un comportamiento tipo “espejo”, es decir, el aumento de un parámetro se constituye en la disminución del otro. Así, esta evidencia experimental resulta muy útil, una vez que, con este comportamiento para efectos de implementar un sistema eficiente para la gestión del mantenimiento de intercambiadores de calor a nivel industrial, se pueden establecer cronogramas efectivos de paradas técnicas y predecir en qué nivel del flujo del fluido frío la eficiencia media de temperatura inicia a disminuir su desempeño térmico.

Bibliografía

ALI, U. et al. **Flow-induced vibrations of single and multiple heated circular cylinders: A review**. *Energies*. MDPI, , 1 dez. 2021.

AWAD, M. M. **Fouling of Heat Transfer Surfaces**. In: BELMILOUDI, A. (Ed.). United Kingdom : [s.n.]. p. 505–542.

BENOIT, H. et al. **Review of heat transfer fluids in tube-receivers used in concentrating solar thermal systems: Properties and heat transfer coefficients**. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier Ltd, , 1 mar. 2016.

BOURIS, D. et al. Design of a novel, intensified heat exchanger for reduced fouling rates. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 48, n. 18, p. 3817–3832, ago. 2005.

BUTTERWORTH, D. **Design of shell-and-tube heat exchangers when the fouling depends on local temperature and velocity**. United Kingdom: [s.n.]. Disponible en: <www.elsevier.com/locate/apthermeng>.

BYRNE, R. C. **Standards of the Tubular Exchanger Manufacturer's Association [TEMA]**. 10. ed. New York: Tubular Exchanger manufactures Assciation , 2019.

Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2014). **Transferencia de calor y masa: Un enfoque práctico** (4.a ed.). McGraw-Hill.

GUERRERO, M. et al. Evaluation of the behavior of an innovative thermally activated building system (TABS) with PCM for an efficient design. *CLIMA* , 2019.

JUSOH, M. A. M. et al. Preliminary Design of a Mini Hydroelectric System. *Procedia - Social and Behavioral Sciences*, v. 129, p. 198–205, maio 2014.

KAKAC, S.; LIU, H. **Heat Exchangers Selection, Rating, And Thermal Design Second Edition**. 2. ed. Florida: CRC Press, 2002.

KAPUSTENKO, P., KLEMEŠ, J. J., & ARSENYEVA, O. (2023). **Plate heat exchangers fouling mitigation effects in heating of water solutions: A review.** *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 179, 113283.

KUKULKA, D. J.; DEVGUN, M. Fluid temperature and velocity effect on fouling. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, n. 16 SPEC. ISS., p. 2732–2744, 2007.

LIU, R.; WANG, Y.; FENG, X. Mitigation of Fouling in Crude Preheat Trains by Simultaneous Dynamic Optimization of Flow Rate and Velocity Distribution. Em: **Computer Aided Chemical Engineering**. [s.l.] Elsevier B.V., 2017. v. 40p. 817–822.

LUGO-GRANADOS, H.; PICÓN NÚÑEZ, M. Modelling scaling growth in heat transfer surfaces and its application on the design of heat exchangers. **Energy**, v. 160, p. 845–854, 1 out. 2018.

MACCHIETTO, S. et al. Fouling in crude oil preheat trains: A systematic solution to an old problem. **Heat Transfer Engineering**, v. 32, n. 3–4, p. 197–215, mar. 2011.

MOHAMMED HUSSEIN, H. A., ZULKIFLI, R., MAHMOOD, W. M. F. B. W., & AJEEL, R. K. (2022). **Structure parameters and designs and their impact on performance of different heat exchangers: A review.** *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 154, 111842.

MUENTHONG, S.; CHATTAKARN, S.; LERSBAMRUNGSUK, V. **Fouling Detection in Heat Exchangers using Extended Kalman Filter.** IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. **Anais...**Institute of Physics Publishing, 30 abr. 2020.

MÜLLER-STEINHAGEN, H.; MALAYERI, M. R.; WATKINSON, A. P. **Heat exchanger fouling: Environmental impacts.** *Heat Transfer Engineering*, set. 2009.

MÜLLER-STEINHAGEN, H.; MALAYERI, M. R.; WATKINSON, A. P. **Heat exchanger fouling: Mitigation and cleaning strategies.** *Heat Transfer Engineering*. **Anais...**mar. 2011.

MÜLLER-STEINHAGEN, H.; MALAYERI, M. R.; WATKINSON, A. P. **Heat exchanger fouling and cleaning-2013.** *Heat Transfer Engineering*, 2013.

OON, C. S. et al. Heat transfer and fouling deposition investigation on the titanium coated heat exchanger surface. **Powder Technology**, v. 373, p. 671–680, 1 ago. 2020.

PENG, B. et al. An experimental study of shell-and-tube heat exchangers with continuous helical baffles. **Journal of Heat Transfer**, v. 129, n. 10, p. 1425–1431, out. 2007.

PRETTY, B. L. et al. Energy Management and Efficiency for the Process Industries. Em: ROSSITER, A. P. J. B. P. (Ed.). 1. ed. [s.l.] Jhon Wiley & Sons, Inc., 2015. p. 143–163.

REN, L. et al. Correlation between the fouling of different crystal calcium carbonate and Fe₂O₃ corrosion on heat exchanger surface. **Molecular Simulation**, v. 47, n. 9, p. 748–761, 2021.

SAHA, S. K. et al. Fouling on Various Types of Enhanced Heat Transfer Surfaces. Em: **SpringerBriefs in Applied Sciences and Technology**. [s.l.] Springer Verlag, 2020. p. 83–95.

SEOL, S. H.; SERAGELDIN, A. A.; KWON, O. K. Experimental research on a heat pump applying a ball-circulating type automatic fouling cleaning system for fish farms. **Energies**, v. 13, n. 22, 2 nov. 2020.

THOME, J. R. **Engineering Data Book III**. Lausanne, Switzerland: Wolverine Tube, Inc., 2004.

TIDBURY, C. H. SIXTH RICHARD SELIGMAN MEMORIAL LECTURE 'TECHNICAL PROGRESS IN BREWING'. **Journal of the Institute of Brewing**, v. 92, n. 2, p. 147–153, 1986.