INTRODUCCIÓN

Antecedentes

Los laboratorios de operaciones unitarias deben estar equipados para poder investigar y desarrollar conocimientos en los procesos, esto siendo realizado por medio de prácticas de laboratorio o desarrollo de proyectos, los equipos principales están diseñados para poder simular y estudiar dichos procesos industriales a escala laboratorio, el cual como resultado nos ayudará a entender fundamentos físicos y químicos como ser: Procesos de transferencia de masa, mecánica de fluidos, intercambio de calor entre otros.

Los principales equipos que debe tener un laboratorio de operaciones unitarias son:

- Columnas de destilación
- Secador de bandejas o secador de túnel
- Evaporadores
- Filtro de presión o vacío
- Bombas con distintas características
- Molinos
- Sistemas de mezclado
- Torres de enfriamiento
- Intercambiadores de calor

Estos dos siendo uno de los más importantes y los que se desarrollaran en la presente investigación, ya que estudian a profundidad el intercambio de calor de la mayoría de los procesos y que cualquier laboratorio de operaciones unitarias debería tener a disposición de los estudiantes y docentes, por esta razón el hecho de que un estudiante pueda diseñar y construir un equipo para el estudio a nivel laboratorio hace que se familiarice más con una de las bases más importantes de la carrera de Ingeniería Química el cuál es el diseño de equipos, logrando más conocimientos como profesional.

Los procesos de trasferencia de calor son ampliamente usados, como por ejemplo a nivel doméstico para calentar el agua para su consumo y a nivel industrial, para enfriar o calentar soluciones para la elaboración de medicamentos. En la parte de los procesos unitarios se realiza un amplio tipo de estudio de este tipo de equipos que realizan esta transferencia de calor, adecuándose cada equipo a las necesidades o requerimientos del proceso, a estos equipos los denominamos como intercambiadores de calor.

Entre la variedad de intercambiadores de calor que se usan en las operaciones unitarias están:

- Intercambiadores de tubo y coraza, usados en procesos de destilación, absorción, extracción, condensación, calentamiento/enfriamiento de reactivos o productos, ventajosos por su alta resistencia, aptos para altas presiones y temperaturas siendo versátil para muchos procesos.
- Intercambiadores de placas, utilizados en procesos de pasteurización, calentamiento/enfriamiento de líquidos y como precalentadores de alimentación, ventajosos por su alta eficiencia térmica y muy compatible para líquidos limpios y bajas presiones.
- Intercambiadores de doble tubo, utilizados para sistemas piloto, laboratorio y para pequeñas transferencias de calor, ventajosos por ser simples de construir y por ser ideales para la enseñanza y experimentación de escala reducida.
- Intercambiadores de calor de serpentín o carcasa con serpentín, utilizado en procesos de evaporación, calentamiento en tanques, reactores con control de temperatura, aplicados por ser sencillos de construir y de entender su función.
- Intercambiador de calor con aletas, utilizado para enfriamiento de gases, condensación de vapores, sistemas aire-líquido, ventajosos por mejorar el intercambio con gases o cuando hay poca conductividad térmica
- Intercambiador tipo U, utilizado para cuando hay grandes diferencias de temperatura entre fluidos teniendo como ventaja su alta tolerancia a expansión térmica y su facilidad para realizar el mantenimiento

- Intercambiador regenerativo y recuperativo, utilizado para precalentamiento de corrientes gaseosas como hornos o secadores siendo ventajoso por su recuperación energética en dichos procesos

Las universidades a nivel mundial en el área de Operaciones Unitarias, se dedican a que los estudiantes puedan entender, operar y diseñar estos equipos, más hablando específicamente de los intercambiadores de tubo y coraza por su gran aplicabilidad en distintas áreas como ser en la industria petroquímica y del gas, en la industria química, industria alimentaria, plantas de energía, industria farmacéutica, tratamiento de aguas y efluentes, industria papelera y textil, industria metalúrgica y de materiales, entre otros.

El L.O.U de la Universidad Autónoma Juan Misael Saracho de Tarija no cuenta con intercambiador de calor de tubo y coraza, el cual es de mucha importancia para el estudio de la transferencia de calor. En departamentos como Chuquisaca y Santa Cruz en la Universidad Autónoma San Francisco Xavier y la Universidad Autónoma Gabriel Rene Moreno de los respectivos departamentos cuentan con este equipo, de esta manera se determinó hacer la implementación del mismo equipo, se realizará el diseño y construcción de este equipo para que pueda ser objeto de estudio y uso en proyectos o tesis para cualquier estudiante o docente de la universidad.

Objetivos

Objetivo general

Diseñar y construir un intercambiador de calor de tubo y coraza con recirculación y enfriamiento integrado para el uso en el Laboratorio de Operaciones Unitarias (LOU) de la Universidad Autónoma Juan Misael Saracho.

Objetivos Específicos

- Determinar las capacidades y limitaciones del LOU para el diseño e implementación de los equipos
- Diseñar y construir un intercambiador de calor de tubos y coraza desmontable, adaptable y modular, que permita ajustar el número de pasos, tanto en el tubo

como en la coraza, considerando los principios de transferencia de calor y los requerimientos específicos de la práctica o del usuario.

- Seleccionar los materiales y especificaciones técnicas para su implementación en laboratorio de los equipos a construir del intercambiador y de la torre de enfriamiento.
- Experimentar el comportamiento de la temperatura de entrada y salida tanto del líquido frio como del líquido caliente con diferente cantidad de, tubos, deflectores y paso por los tubos y/o coraza.
- Determinar el coeficiente global de transferencia de calor (U) del equipo.
- Evaluar la eficiencia del intercambio térmico y determinar la fuerza que impulsa la transferencia de calor por medio de la diferencia de temperatura media logarítmica (LMDT) esto en contracorriente, paralelo y configuración (1-2).
- Analizar el comportamiento del intercambiador de calor de tubos y coraza bajo distintas condiciones operativas, incluyendo variaciones en caudal y temperatura.
- Diseñar, construir e implementar una torre de enfriamiento para integrarlo como recirculación de agua fría al intercambiador de calor de tubo y coraza.
- Adecuar la torre de enfriamiento para que sea móvil y se pueda desacoplar del intercambiador de tubo y coraza para que se pueda integrar como recirculación de agua fría para otros equipos del LOU.
- Desarrollar un manual de operación que garantice el óptimo funcionamiento de los equipos y la seguridad del operario en condiciones de trabajo.
- Determinar rendimientos y costos.
- Analizar y discutir los resultados.

Justificación

Justificación económica

Al ser un equipo esencial en el estudio práctico en las Operaciones Unitarias sobre la transferencia de calor, el equipo llega a ser costoso al realizar una compra del exterior

y por lo general los equipos estándar o a escala cuentan con muchas limitantes lo que conlleva al querer adquirir este equipo con características personalizadas teniendo un monto aun mayor, por lo que la construcción como estudiante y posterior aportar al Laboratorio de Operaciones Unitarias de la Universidad Juan Misael Saracho supondrá que el capital no usado en la compra de este equipo pueda ser destinado para otros requerimientos del LOU.

Justificación Social

El impacto de este proyecto trasciende el ámbito académico al contribuir directamente al desarrollo socioeconómico y ambiental de la región mediante la formación de profesionales capaces de optimizar el sector productivo local. Contar con ingenieros con experiencia práctica real en sistemas de transferencia de calor beneficia a sectores industriales clave para la comunidad, como lo son los procesos de producción de bebidas destiladas y fermentadas, donde la eficiencia térmica es vital para garantizar la calidad del producto y la competitividad económica. Paralelamente, la incorporación de la torre de enfriamiento aporta un alto valor ecológico al fomentar en los futuros profesionales una cultura de sostenibilidad y uso eficiente del agua a través de sistemas de recirculación, garantizando que el progreso industrial de la región se desarrolle de manera respetuosa con el medio ambiente y proteja los recursos hídricos de la sociedad.

Justificación Académica

Se podrá reforzar el aprendizaje de los estudiantes en las materias de “Ingeniería en las Operaciones Físicas 1” y en “Ingeniería de las Operaciones Físicas 3” de manera práctica al contar con este equipo, también pudiendo desarrollar guías de laboratorio en base a la nueva malla curricular de la carrera de Ingeniería Química aplicando prácticas más avanzadas con este equipo.

Justificación Técnica

El equipo se podrá usar en actúales y futuras investigaciones por su amplia gama de aplicabilidad ya sea en tesis o proyectos realizados por estudiantes y/o docentes en aplicaciones como pasteurización de líquidos, calentamiento de líquidos que necesiten

una transferencia de calor indirecta según a sus características, también para condensar gases que salgan a altas presiones o enfriar líquidos, dependiendo el requerimiento. También se incorporará un sistema de control computarizado donde se podrá hacer la lectura de datos y corroborar el correcto funcionamiento del equipo y que las condiciones de operación sean las adecuadas.

Justificación Ambiental

Evitar el uso excesivo de combustibles fósiles para calefacción o enfriamiento por otra parte también permite mitigar la descarga de aguas calientes en cuerpos naturales que pueden alterar sistemas acuáticos y terrestres.

Justificación Personal

El diseño y construcción de este equipo es para lograr titularme como Ingeniero Químico siendo el tema de tesis que elegí, pero no solo siendo el único motivo sino también el cariño hacia la carrera y el querer contribuir a la misma , también fue porque me enamoro el tema de transferencia de calor y diseño de equipos en especial para dicho proceso de Ingeniería de las Operaciones Físicas, aplicando mis conocimientos a algo propio y tenerlo de manera física y no solo conceptual pudiendo ser un equipo totalmente personalizado.

CAPÍTULO I
MARCO TEÓRICO

1.1. Fundamentos De La Transferencia De Calor

Antes de adentrarnos en el diseño de un intercambiador de calor, debemos comprender las bases de la ciencia de la transferencia de calor, la cual explica la transmisión de energía térmica de un cuerpo caliente a uno frío. Siguiendo este orden, a estos cuerpos los identificamos como fuente y receptor. Comprender la ciencia del intercambio de calor no es algo que se haya podido simplificar fácilmente, ya que existen diferentes manifestaciones de energía a lo largo de los estudios termodinámicos.

Con el propósito de realizar un análisis desde un enfoque de ingeniería, el trabajo se centrará en los tres estados principales de la materia: líquido, sólido y gaseoso. Podemos relacionar estos tres estados mediante una característica común: la rigidez molecular, la cual señala el distanciamiento entre las moléculas de los cuerpos. Por ejemplo, en un cuerpo en estado sólido, las moléculas están más juntas, por lo que se podría decir que presenta una rigidez completa. En el estado líquido, las moléculas están más separadas y pueden ser alteradas fácilmente por la temperatura, teniendo una rigidez intermedia. Por último, en el estado gaseoso las moléculas están muy separadas, sin tener una forma específica y con una rigidez nula, al contrario de los dos casos anteriores. La transición entre estas tres fases implica la existencia de una energía de transición.

Centrémonos por un momento en una sustancia que sea capaz de presentarse fácilmente en sus tres estados principales. Debemos analizar detalladamente sus propiedades termodinámicas, porque el hecho de que sea la misma sustancia no implica que tenga las mismas propiedades en sus tres estados. Si hablamos del calor específico, este tiene un mayor impacto y es más elevado para el estado líquido que para los otros dos estados.

1.2. Mecanismos De La Transmisión De Calor

El calor se puede transmitir de 3 maneras distintas:

En la conducción las moléculas vecinas intercambian directamente energía molecular desde la sustancia más caliente a la más fría.

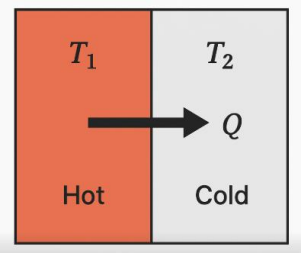
En la convección el calor se transmite debido a movimientos de moléculas en un fluido, debido a cambios en la densidad (convección natural) o a un movimiento forzado.

En la radiación, la energía térmica se transmite por medio de ondas magnética A continuación, se verá los dos métodos de transferencia de calor que hay en un intercambiador de calor de tubo y coraza.

Conducción

Es la transferencia de energía desde cada porción de materia adyacente por contacto directo, sin intercambio de masa, mezcla o flujo de cualquier material.

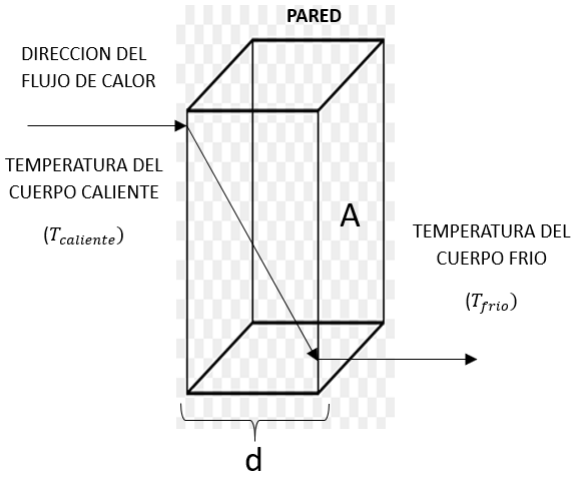
Figura 1-1 Transferencia por conducción



Fuente: Elaboración propia

Este es el único mecanismo de transmisión del calor en los medios opacos, cuando en tales medios existe una gradiente de temperatura, el calor se transmite de la región de mayor temperatura a la de menor temperatura debido al contacto directo entre moléculas. Con el siguiente gráfico explicaremos más a profundidad.

Figura 1-2 Transferencia a través de un material



Fuente: Elaboración propia

En este gráfico se explica cómo pasa el calor de un cuerpo caliente hacia un cuerpo frio a través de una pared del cual podemos sacar la siguiente ecuación:

$$Q_{conduccion} = -\frac{k * A * (T_{caliente} - T_{frio})}{\Delta x}$$

Ec (1.1)

Q es el flujo de calor (W) watts

A es el área de la pared (m^2)

T es la temperatura de los fluidos frio y caliente (K)

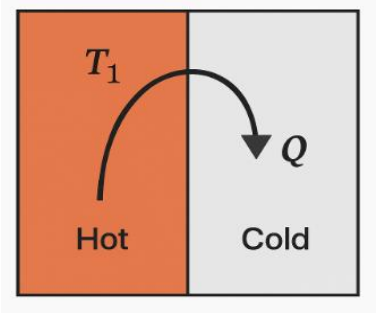
Δx es el grueso o espesor de la pared (m^2)

k es la conductividad térmica del material ($\frac{w}{mk}$)

Convección

Es la transferencia de energía mediante la mezcla interna del fluido, se produce mezclado y movimiento de materia, la transmisión de energía por convección podemos dividirla en dos, convección natural, el origen del mezclado es la diferencia de densidades que acarrea diferencia de temperaturas es decir hay una mezcla interna sin ningún tipo de alteración o ayuda externa y convección forzada, la causa del mezclado es un agitador mecánico o una diferencia de presión por ventiladores o compresores puestas de manera externa. Cuando hablamos de convección forzada el flujo puede llegar a ser laminar o turbulento por ejemplo cuando un fluido caliente se mueve en contacto con una superficie fría, el calor se transfiere hacia la pared a un ritmo que depende de las propiedades del fluido.

Figura 1-3 Transferencia por conducción



Fuente: Elaboración propia

Este tipo de transferencia de calor llega a tener su complejidad por lo cual mencionaremos la Ley de Newton de enfriamiento que nos dice que la transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de la temperatura.

$$Q_{conveccion} = h * A * \Delta t$$

Ec (1.2)

Donde:

Q es el flujo de calor (W) watts

h es el coeficiente de transferencia de calor por convección (W/(m²·K))

A es el área de superficie de contacto (m^2)

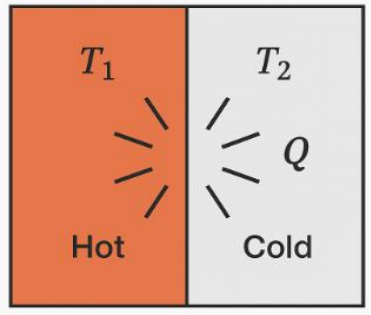
Δt es la diferencia de temperaturas K

Cabe recalcar que h no es una propiedad exclusiva del fluido

Radiación

Es la transferencia de energía medida por ondas electromagnéticas emanadas por cuerpos calientes y absorbidas por cuerpos fríos el cual se llega a determinar experimentalmente.

Figura 1-4 Transferencia por radiación



Fuente: Elaboración propia

Ahora si ponemos un punto de vista diferente a la transferencia de calor por radiación hacia una superficie este sistema está rodeado por un gas, comúnmente el aire ocurriendo de manera paralela a la conducción y si hay mucha alteración de las moléculas del gas seria paralela a la convección, entonces de estos podemos sacar una combinación de estos dos mecanismo de transferencia lo cual resulta en el coeficiente combinado de transferencia de calor ($h_{combinado}$) que combina la convección y la

radiación que se rige por la Ley de Stefan-Boltzmann, por lo cual la transferencia de calor arroja la siguiente ecuación

$$Q = h_{combinado} * A_s * (T_s - T_\infty)$$

Ec (1.3)

Q es el flujo de calor (W) watts

h es el coeficiente de transferencia de calor combinado (W/(m²·K))

A es el área de superficie de contacto (m^2)

Δt es la diferencia de temperaturas(K)

1.3. Equipos De Transferencia De Calor

En las operaciones unitarias, la transferencia de calor generalmente se realiza en intercambiadores de calor los cuales se llegan a clasificar por el tipo de flujo, disposición geométrica o también por el estado físico de los fluidos. Estos equipos nos facilitan el intercambio térmico entre dos fluidos con distintas temperaturas sin hacer que dichos fluidos se lleguen a mezclar, estos equipos involucran dos tipos de mecanismos de transferencia de calor los cuales ya anteriormente se mencionaron, estos son convección en cada uno de los fluidos y conducción a través de las paredes o tubos de estos equipos, experimentando y con diferentes estudios se concluyó que para poder analizar su comportamiento térmico se usa el coeficiente global de transferencia de calor (U), el cual une todos los efectos que están implicados en el proceso de transferencia de calor en función de la conductividad de los materiales, condiciones de operación y lo principal que es el diseño del equipo.

1.4. Tipos De Intercambiadores De Calor

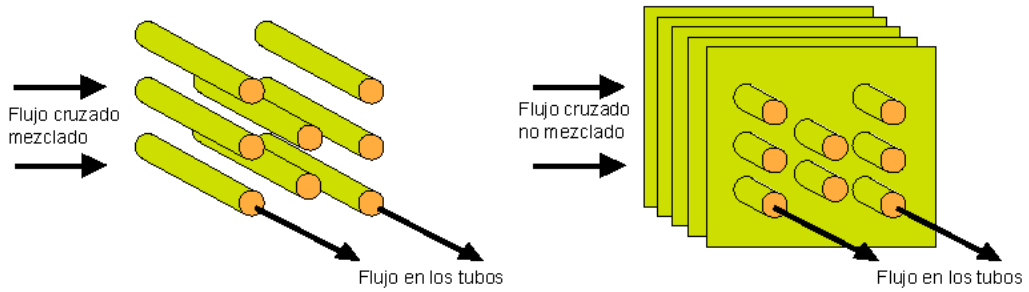
En todas las áreas donde se aplican este tipo de quipos las necesidades llegan a ser amplias y englobarlas a un solo equipo sería imposible lo cual dio a distintos tipos, componentes, configuraciones y formas de estos equipos también lo que dio a que se puedan innovar en estos equipos con el pasar de los años y la evolución tecnológica.

Intercambiador de flujo cruzado

En este tipo de intercambiadores dos fluidos intercambian calor mientras se cruzan en ángulo recto, por lo general el fluido liquido circula por el interior de unos tubos y el

fluido gaseoso fluye perpendicularmente al haz de tubos, por lo general es impulsado por convección forzada. Para mejorar la transferencia de calor sin que los fluidos se mezclen entre sí, los tubos suelen llevar aletas y en algunos casos mamparos que delimitan canales de flujo, ahora dependiendo de la libertad del movimiento del gas se diferencian dos casos; flujo no mezclado en donde el gas está confinado entre aletas o tabiques evitando que se desvíe y que recorra un espacio fijo y el otro, flujo mezclado donde el gas se desplaza libremente lo que produce variaciones de temperatura más complejas. Por lo general este tipo de equipos se usan en aires acondicionados o radiadores de automóviles.

Figura 1-5 Flujos



Fuente: (pi-dir.com, 2024)

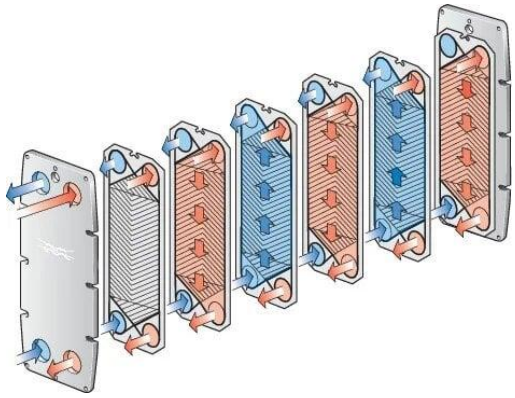
Intercambiador de placas

En este tipo de intercambiadores una sucesión de placas metálicas finas y corrugadas forma canales alternos por donde fluyen nuestros dos fluidos de distintas temperaturas, cada paso de fluido frio queda acoplado entre dos pasos de fluido caliente, lo que maximiza la superficie de contacto y en consecuencia el coeficiente de transferencia de calor incrementa, el ondulado de las placas de estos equipos genera turbulencia, lo que favorece una caída en la resistencia térmica de película y en consecuencia una mayor transferencia de calor.

Su diseño modular hace que la capacidad del equipo se adapte de manera sencilla, por ejemplo, solo con retirar o añadir placas modifica la demanda térmica, su diseño compacto hace que no requiera de mucho espacio y sea fácilmente desmontable ya sea

para su transporte o su limpieza y mantenimiento, por lo general estos equipos son para sistemas liquido-liquido teniendo en cuenta que las corrientes deben operar a presiones similares.

Figura 1-6 Intercambiador de placas

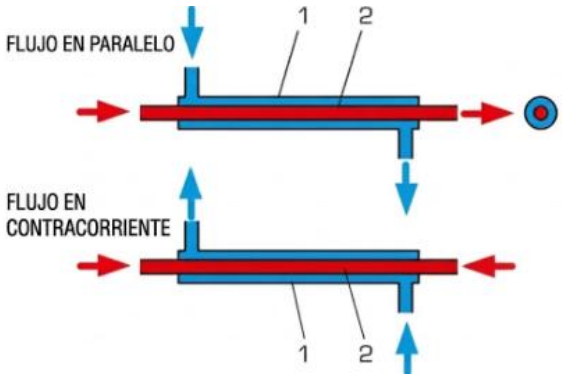


Fuente: (alfalaval.es, 2025)

Intercambiador de doble tubo

Este tipo de intercambiadores es el más sencillo de todos formado por 2 tubos concéntricos de distinto diámetro, en donde en los fluidos pueden ir en el tubo del interior o en el que lo rodea. Hay dos tipos de configuraciones posibles en estos tubos, en flujo paralelo donde ambos fluidos entran y salen por el mismo extremo, y en contracorriente, en donde un fluido entra por un extremo y el otro fluido por su extremo opuesto, recorriendo el intercambiador en direcciones opuestas. Gracias a su diseño simple, es el más ideal cuando nos referimos a temas económicos o de manejo, donde se requieren velocidades moderadas de flujo.

Figura 1-7 Intercambiador de doble tubo



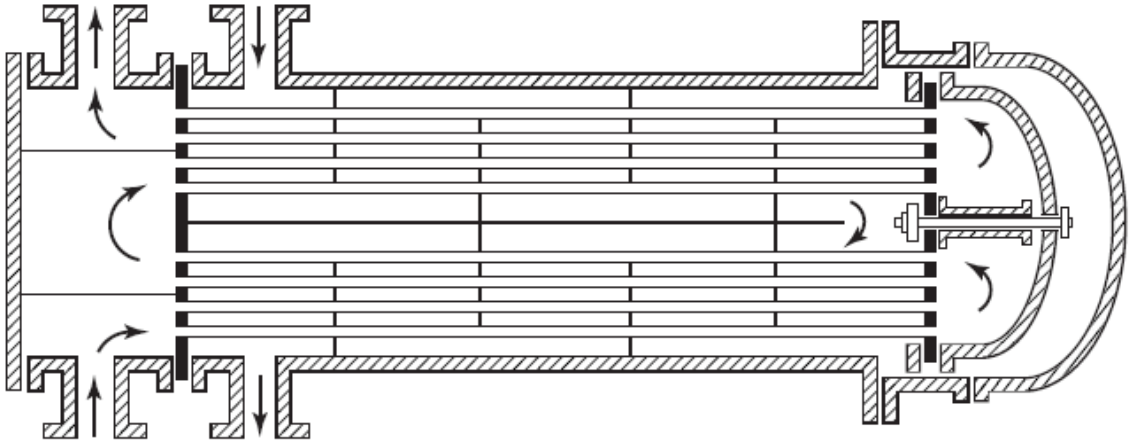
Fuente: (gunt.de, 2025)

Intercambiador de tubos y coraza

Este tipo de intercambiadores son los más utilizados en la industria por su eficiencia y capacidad para manejar grandes flujos de calor, este equipo lleva dentro de una carcasa o coraza cilíndrica varios tubos donde nuestros fluidos de diferente temperatura intercambian calor sin mezclarse en donde un fluido circula por los tubos y el otro fluye por el espacio dentro de la coraza alrededor de los tubos. Para evitar que haya zonas muerta donde el fluido se llegue a estancar y al mismo tiempo mejorar la transferencia de calor se añaden deflectores en el lado de la coraza, los cuales hacen que el fluido siga un camino más forzado aumentando su turbulencia y mejorando el contacto térmico con los tubos, consecuentemente, mejorando la transferencia de calor.

De aquí nace el concepto "número de pasos" donde este se refiere a la cantidad de trayectos que realizan los fluidos dentro del equipo, se presentan comúnmente como X-Y, donde X indica los pasos del fluido en la coraza, Y los pasos en el tubo, cada paso implica un cambio de dirección, por ejemplo un intercambiador de tubo coraza 1-1 indica que los dos fluidos realizan un trayecto mientras que un 1-2 indica que el fluido en los tubos realiza 2 trayectos de ida y de vuelta, mientras que el de la coraza hace un solo, estos pasos son controlados por mamparas y deflectores los cuales obligan al fluido a seguir rutas específicas.

Figura 1-8 Intercambiador de calor de tubo y coraza (2-4)



Fuente: Operaciones unitarias en ingeniería química – McCabe -7ma Ed

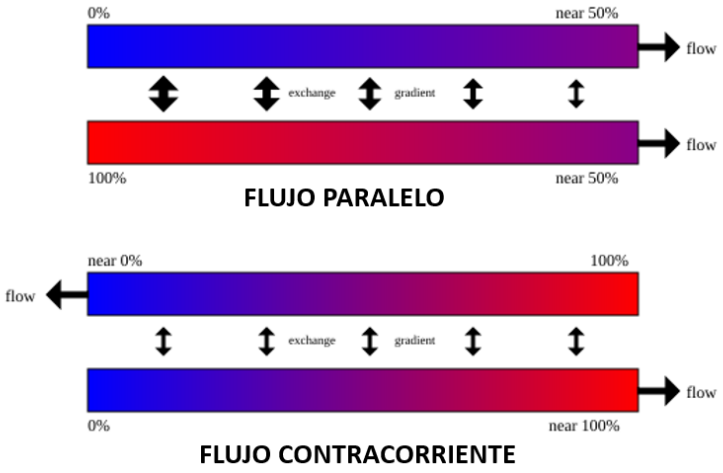
1.5. Mecanismos De Flujo De Transferencia De Calor

Antes de abordar esta sección, la cual es fundamental para la selección de las variables de diseño de un intercambiador de calor, es imprescindible definir dos conceptos termodinámicos clave que se utilizarán a lo largo de la presente investigación:

- Calor sensible, es la cantidad de energía térmica que se transfiere a una sustancia y que produce un cambio evidente en su temperatura, sin alterar su estado físico (fase). En la operación de intercambiadores de calor, este fenómeno se observa cuando los fluidos elevan o disminuyen su temperatura manteniéndose estrictamente en su fase original, ya sea líquida o gaseosa.
- Calor latente, a diferencia del calor sensible, es la cantidad de energía térmica transferida que provoca un cambio de fase en la sustancia (por ejemplo, vaporización de líquido a gas, o fusión de sólido a líquido). Durante este proceso de transición, la temperatura del fluido se mantiene constante hasta que toda la masa haya cambiado de estado.

Una vez asimilados estos conceptos termodinámicos, es posible analizar los dos arreglos de flujo más importantes en los equipos de transferencia de calor: el flujo en contracorriente y el flujo en paralelo.

Figura 1-9 mecanismos de flujo de transferencia de calor



Fuente: (pngwing.com, 2019)

Como se observa en la gráfica, en la configuración de flujo en paralelo, el fluido frío y el caliente ingresan por el mismo extremo del equipo. Al inicio del recorrido, la diferencia de temperatura entre el fluido caliente (en su punto máximo) y el fluido frío (en su punto mínimo) es muy elevada, lo que genera un gradiente térmico inicial máximo. Sin embargo, a medida que los fluidos avanzan a lo largo del intercambiador, sus temperaturas se aproximan asintóticamente (acercándose a un equilibrio térmico cercano al 50%, según el gráfico), lo que reduce drásticamente el gradiente de intercambio. Esto provoca que, hacia la salida del equipo, la transferencia de calor pierda eficiencia, limitando el rango térmico alcanzable. A pesar de esto, este arreglo es sumamente beneficioso para el tratamiento de fluidos muy viscosos o sensibles al calor; el calentamiento brusco inicial reduce rápidamente la viscosidad del fluido frío, mejorando su flujo sin exponerlo a temperaturas extremas prolongadas.

Por el contrario, al disponer el equipo en flujo en contracorriente, los fluidos transitan en direcciones opuestas. La gráfica ilustra que esta configuración permite mantener un gradiente de temperatura de intercambio mucho más constante y uniforme a lo largo de toda la longitud del equipo. Esta uniformidad es fundamental porque evita caídas drásticas en la transferencia térmica, logrando un rango de temperaturas mucho más amplio y eficiente (permitiendo una transferencia cercana al 100%). Mantener esta constancia ayuda a maximizar la fuerza impulsora global del sistema (la cual se evalúa mediante la Diferencia Media Logarítmica de Temperatura). Maximizar esta fuerza impulsora es uno de los factores críticos que dictan la eficiencia y el tamaño al momento de diseñar un equipo de transferencia de calor, aspecto técnico que se profundizará en las siguientes secciones.

1.6. Análisis de los intercambiadores de calor

En la práctica industrial, el uso de intercambiadores de calor es frecuente. Por ello, es habitual que el ingeniero deba seleccionar el tipo de equipo adecuado para alcanzar una variación específica de temperatura en una corriente de fluido con un flujo másico conocido, o bien, que requiera estimar las temperaturas de salida de los fluidos frío y caliente en un equipo ya dimensionado.

Para llevar a cabo estos cálculos, uno de los enfoques de análisis más apropiados y utilizados es el método de la Diferencia Media Logarítmica de Temperatura (DMLT o LMTD, por sus siglas en inglés).

Por lo general, los intercambiadores de calor operan en condiciones constantes durante periodos prolongados, por lo que pueden ser analizados rigurosamente como sistemas de flujo estacionario. En consecuencia, el flujo másico de los fluidos permanece invariable, mientras que las temperaturas y velocidades se estabilizan en las entradas y salidas del equipo. Debido a que las variaciones en las velocidades de los fluidos y las diferencias de elevación entre los puntos de entrada y salida suelen ser mínimas, los cambios en la energía cinética y potencial del sistema se consideran despreciables.

Respecto a las propiedades termodinámicas, aunque el calor específico de un fluido varía en función de la temperatura, en rangos térmicos estrechos es válido asumir un valor promedio constante sin comprometer significativamente la precisión de los cálculos. Adicionalmente, para el análisis se asumen dos condiciones ideales: la conducción de calor a lo largo del eje del tubo (conducción axial) es insignificante, y la coraza o superficie exterior del intercambiador se considera perfectamente aislada. Esto implica que las pérdidas de calor hacia el entorno son nulas, garantizando que el intercambio térmico ocurra exclusivamente entre los fluidos de trabajo dentro del equipo.

Establecer estas idealizaciones, facilita de gran manera los cálculos analíticos para el diseño del intercambiador. Es importante destacar que estas suposiciones no se alejan de los fenómenos reales; están sólidamente fundamentadas en la teoría termodinámica y su aplicación práctica ha demostrado generar resultados con un margen de error mínimo y una alta exactitud ingenieril.

Bajo estas suposiciones, y aplicando la Primera Ley de la Termodinámica (conservación de la energía), se establece que la tasa de transferencia de calor cedida por el fluido caliente debe ser exactamente igual a la tasa de calor absorbida por el fluido frío. Este balance de energía se expresa mediante las siguientes ecuaciones:

$$Q_f = m_f * C_{p\,f} * (t_2 - t_1)$$

Ec (1.4)

$$Q_c = m_c * C_{p\,c} * (T_1 - T_2)$$

Ec (1.5)

Se debe tomar en cuenta que los fluidos calientes están expresados en mayúsculas, fluidos fríos en minúsculas, fluidos de entrada con el número 1 y fluidos de salida con el número 2.

Donde:

m=es el flujo de masa (kg/s)

$C_{p=}$ son las capacidades caloríficas (J/(kg·K))

t y T =son las temperaturas de los fluidos frío y caliente respectivamente (K)

Q llega a ser un valor positivo y por entendimiento de la segunda ley de la termodinámica el calor fluye del más caliente al más frío entonces de aquí nace la Ecuación de transferencia de calor para intercambiadores de calor la cual se expresa de manera análoga a la Ley de enfriamiento de Newton anteriormente vista, pero combinando los dos mecanismos de transferencia de calor, conducción y convección, expresada como:

$$Q = U * A * \Delta T_{lmdt}$$

Ec (1.6)

Donde:

Q = es el calor transferido por unidad de tiempo o flujo de calor (W)

U = es el coeficiente total de transferencia de calor (W/(m²·K))

A = Es el área de transferencia de calor (m²)

ΔT = es la fuerza impulsora (K)

1.7. Fuerza impulsora

El objetivo principal en el diseño de intercambiadores de calor es determinar el área de transferencia térmica (A) requerida. Para ello, es necesario definir las demás variables que componen la ecuación general de transferencia de calor. Generalmente, se prefiere operar con un flujo en contracorriente porque proporciona una mayor fuerza impulsora térmica en comparación con el flujo en paralelo. Desde una perspectiva de ingeniería

y viabilidad económica, el escenario ideal es lograr que el área de transferencia requerida sea lo más pequeña posible, lo que implica una reducción directa en los costos de fabricación y materiales del equipo. Para lograr esto matemáticamente, se busca que el coeficiente global de transferencia de calor (U) y la fuerza impulsora térmica (ΔT) sean máximos. Finalmente, el área calculada dictará las dimensiones físicas definitivas del equipo, transformándose en los parámetros de diámetro y longitud del intercambiador.

Antes de profundizar en los cálculos, es esencial comprender el concepto de "fuerza impulsora" en los fenómenos de transporte. Todo flujo requiere de un gradiente que lo impulse a través de un medio; por ejemplo, una variación de presión impulsa el flujo de fluidos, y una diferencia de concentración impulsa la transferencia de masa. De igual manera, en un proceso de transferencia térmica, la fuerza impulsora es la diferencia de temperatura entre los fluidos. La existencia de este gradiente térmico es la condición ineludible que garantiza que exista un flujo de energía (calor) desde la fuente caliente hacia el receptor frío.

Para cuantificar de manera representativa esta fuerza impulsora a lo largo de todo el recorrido del equipo, se utiliza la Diferencia Media Logarítmica de Temperatura (LMTD), la cual es un parámetro fundamental en el análisis térmico. Para que el gradiente de temperatura efectivo pueda ser igualado y calculado mediante el método de la LMTD, es necesario fundamentarse en las siguientes suposiciones:

- Los flujos másicos de los fluidos son constantes.
- El coeficiente global de transferencia de calor (U) es constante en toda el área del equipo.
- Las capacidades caloríficas específicas (Cp) de los fluidos se mantienen constantes.
- No existen cambios de fase en los fluidos durante el proceso (solo transferencia de calor sensible).
- No existen pérdidas de calor hacia el exterior (sistema adiabático respecto al entorno).

Estas idealizaciones, algunas de las cuales ya se detallaron anteriormente, son las más críticas a considerar al momento de aplicar este método. Bajo estos parámetros, la Diferencia Media Logarítmica de Temperatura se expresa a través de la siguiente ecuación:

$$\Delta T_{LMDT} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{ln\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}$$

Ec (1.7)

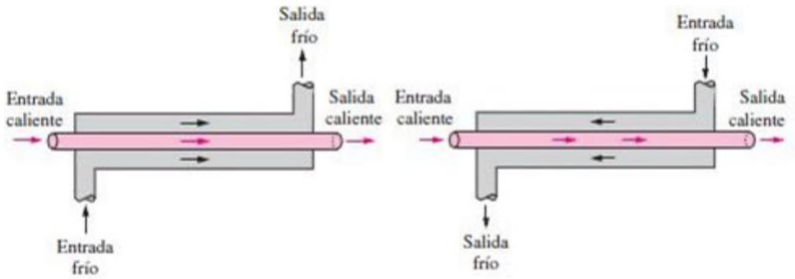
En donde:

$\Delta t_2 =$ es la diferencia terminal caliente (K o °C)

$\Delta t_1 =$es la diferencia terminal frio (K o °C)

Estas dos terminales llegan a variar dependiendo que mecanismo usamos si en contracorriente o paralelo

Figura 1-10 Mecanismo en contracorriente o paralelo



Fuente: (issuu.com,2021)

Diferencia terminal caliente (Δt_2)

Contracorriente

$$\Delta t_2 = T_1 - t_2$$

(Ec1,8)

Paralelo

$$\Delta t_2 = T_1 - t_1$$

Ec (1.9)

Diferencia terminal fría (Δt_1)

Contracorriente

$$\Delta t_1 = T_2 - t_1$$

Ec (1,10)

Paralelo

$$\Delta t_1 = T_2 - t_2$$

Ec (1.11)

Ahora si hacemos un pequeño cálculo podemos comprender numéricamente la ventaja de usar corrientes en contracorriente

$$LMDT_{contracorriente} = \frac{(300 - 150) - (180 - 80)}{\ln\left(\frac{300 - 150}{180 - 80}\right)} = 123.32ºF$$

$$LMDT_{paralelo} = \frac{(300 - 80) - (180 - 150)}{\ln\left(\frac{300 - 80}{180 - 150}\right)} = 95.36ºF$$

1.8. Fuerza impulsora para intercambiadores de calor de tubo y coraza (1-2)

El Factor de Corrección (F) para Configuraciones Multipaso

En un intercambiador de coraza y tubos con 1 paso por la coraza y 2 (o más) pasos por los tubos, el flujo no es puramente en contracorriente, sino una combinación de flujo en paralelo, cruzado y contracorriente. Esto significa que la fuerza impulsora térmica es siempre menor que la que existiría en un equipo de contracorriente pura operando entre las mismas temperaturas de entrada y salida.

Para tomar en cuenta esta reducción de la fuerza impulsora, el método LMTD introduce un Factor de Corrección Adimensional (F), considerando contracorriente pura. La ecuación general de transferencia de calor se modifica a:

$$Q = U * A * LMDT * F$$

Ec (1.12)

El factor F es una medida de la desviación de la fuerza impulsora respecto al flujo ideal en contracorriente. Su valor siempre es F<1

Parámetros Adimensionales P y R

Para calcular F, la literatura clásica (basada en el trabajo de Bowman, Mueller y Nagle) define dos parámetros adimensionales de temperatura basándose en las corrientes del lado de la coraza (Tc) y del lado de los tubos (Tt):

Efectividad de la temperatura (P): Es la relación entre el aumento de temperatura del fluido del lado de los tubos y la diferencia de temperatura máxima posible en el equipo.

$$P = \frac{Tt_{entrada} - Tt_{salida}}{Tc_{entrada} - Tt_{entrada}}$$

Ec (1.13)

Relación de capacidades térmicas (R): Equivale a la relación del flujo de capacidad calorífica del lado de los tubos respecto al lado de la coraza.

$$R = \frac{Tc_{entrada} - Tc_{salida}}{Tt_{salida} - Tt_{entrada}}$$

Ec (1.14)

Ecuación Analítica para 1 Paso por Coraza y 2 Pasos por Tubos

Para un intercambiador con 1 paso por la coraza y un número par de pasos por los tubos (2, 4, 6...), la ecuación para el factor de corrección F es:

$$F = \frac{\left(\sqrt{R^2 + 1}\, ln\left(\frac{(1 - P)}{(1 - PR)}\right)\right)}{(R - 1) * \left(ln\left[\frac{\left(2 - P\left(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1}\right)\right)}{\left(2 - P\left(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1}\right)\right)}\right]\right)}$$

Ec (1.15)

Límite de Operabilidad: Como norma general de diseño en ingeniería térmica, un intercambiador de calor de coraza y tubos no debe diseñarse si el factor F resulta ser menor a 0,75. Un valor por debajo de este límite indica que la configuración de flujo se está acercando a un comportamiento perjudicial, donde pequeñas desviaciones en las temperaturas de operación causarían una caída drástica e impredecible en la eficiencia del equipo. Si esto ocurre, se debe optar por incrementar el número de pasos por la coraza (equipos en serie).

Como ya se había mencionado lo que queremos es aumentar las variables U, ΔT de la Ecuación de transferencia de calor para intercambiadores de calor para que nuestra área

de transferencia A sea más pequeña y consecuentemente el tamaño del equipo se reduzca, esto como ya se comprobó se puede lograr colocando las corrientes de nuestros fluidos en contracorriente.

Flujo de calor

Esto llega a tener las mismas suposiciones que la fuerza impulsora las cuales son:

Los flujos son constantes

El coeficiente de transferencia de calor U es constante

Las capacidades caloríficas C_p son constantes

No existen cambios parciales de fase

No existen perdidas de calor al exterior

En esta parte del análisis estaríamos hablando de las energías que interactúan por lo tanto para el análisis del flujo de calor partimos del balance de energía.

$$Q+W=\Delta U+\Delta EC+\Delta EP+per$$

Ec (1.16)

Pero para simplificar el cálculo de esta variable tenemos las siguientes consideraciones:

Estado estacionario, lo que implica que no hay acumulación de energía

Sin trabajo de ejes, ni bombas ni turbinas

Cambios despreciables de energía cinética y potencial

Sin perdidas de calor

Con estas condiciones llegamos a un balance trivial

$$Q_{cedido} = Q_{ganado}$$

Ec (1.17)

Entonces ya podemos desglosar este simple balance de energía teniendo en cuenta que $\boldsymbol{Q_{cedido}}$ es del fluido caliente y $\boldsymbol{Q_{ganado}}$ es del fluido frío y con ayuda de la primera Ley de la Termodinámica y a partir de nuestras ecuaciones 4 y 5 tenemos:

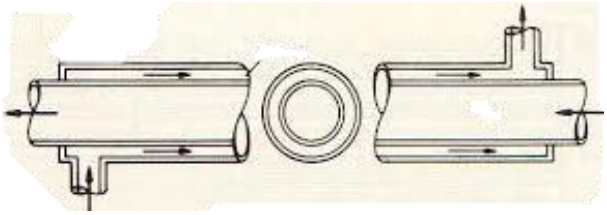
$$m_c * C_{p\,c}(T_1 - T_2) = m_f * C_{p\,f}(t_2 - t_1)$$

Ec (1.17)

1.9. Coeficiente total de transferencia de calor U

En esta sección hablaremos del coeficiente total de transferencia de calor, como es su comportamiento y como llega a ser uno de los factores de diseño que más deberemos estudiar por sus amplias consideraciones de cálculo, en esta parte deberemos tomar en cuenta lo anterior estudiado que son los mecanismos de transferencia de calor (conducción y convección) pero para eso partiremos de un gráfico

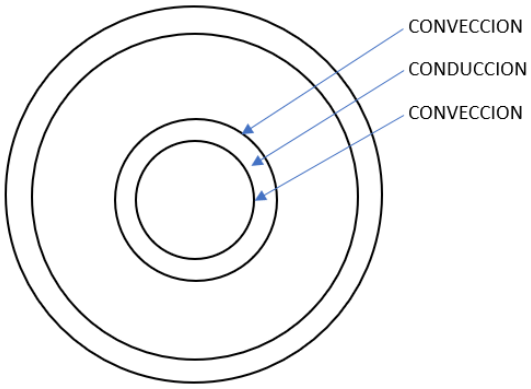
Figura 1-11 intercambiador de calor de doble tubo



Fuente: Ingeniería del calor - Antonio Valiente Barderas

En el gráfico podemos ver un intercambiador de calor de tubo concéntrico donde hacemos un corte y vemos un segmento por el medio, viendo cómo sería la posición del tubo central y el tubo externo identificando el grosor de las tuberías, el fluido caliente pasando por el tubo interior y el frio por el exterior del tubo interno, pero por ahora solo nos adentraremos a identificar donde están posicionadas la transferencia de calor por conducción y convección.

Figura 1-12 Sistema de transmisión de calor



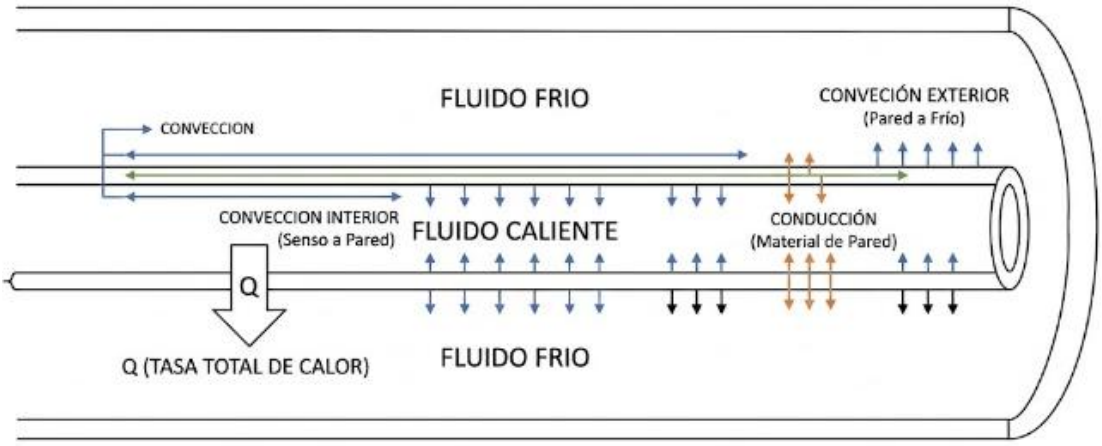
Fuente: Elaboración propia

Como se puede observar, el proceso de transferencia de energía térmica en el equipo está gobernado por los mecanismos combinados de conducción y convección. En la

práctica, el flujo de calor ocurre en tres etapas fundamentales: inicialmente, el calor se transfiere por convección desde el seno del fluido caliente hacia la superficie de la pared del tubo interior; a continuación, se transmite por conducción a través del espesor de dicha pared; y, finalmente, pasa por convección desde la superficie de la pared hacia el fluido frío. En el modelo matemático de transferencia de calor, estos tres mecanismos actúan como resistencias térmicas en serie, las cuales se suman para definir la resistencia total del sistema.

Para ilustrar de forma más clara este fenómeno, resulta útil analizar una proyección lateral con un corte transversal del intercambiador de calor. A través de este plano, es posible visualizar geométricamente la disposición de estas resistencias térmicas operando desde el interior hacia el exterior del tubo.

Figura 1-13 Corte de un intercambiador de doble tubo



Fuente: Elaboración propia

Lo primero que vemos en la figura 1-13 son tres nuevas variables, están son las resistencias que se producen a lo largo del intercambiador de calor, para entenderlo mejor recordemos que si hay flujo hay fuerza impulsora el cual este en concepto, sería la transferencia de calor y como contraparte estarían esas resistencias, en síntesis, tendríamos que:

$$Flujo = \frac{fuerza\ impulsora}{resistencias}$$

Si aplicamos este concepto a nuestra ecuación (1.6) y la reordenamos tenemos que:

$$\frac{Q}{A} = U * \Delta T$$

Ec (1,18)

Y si U la llevamos al denominador nos aparece la resistencia global

$$\frac{Q}{A} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{U}}$$

Ec (1,19)

1.10. Resistencia total de transferencia calor

Como ya anteriormente se ha mencionado el coeficiente global de transferencia de calor está compuesto por los tres mecanismos de transferencia explicados en la figura, entonces nosotros al sacar la resistencia total a la transferencia de calor, también debemos hallar las tres resistencias de los mecanismos de transferencia que la componen, los cuales están en la figura 1-13, pero para entenderlo mejor haremos el mismo análisis que con la ecuación 10

Conducción

Reordenando la ecuación 1 tenemos que:

$$\frac{Q}{A} = \frac{\Delta T}{\frac{\Delta x}{k}}$$

Ec (1.20)

Donde Δx llegaría a ser el espesor y k la conductividad del tubo interior resultando en:

$$\frac{Q}{A} = \frac{\Delta T}{\frac{\Delta x}{k}}$$

Ec (1.21)

Donde $\frac{\Delta x}{k}$seria la resistencia de la conducción y es la más fácil de modificar ya que se puede reducir el espesor del tubo y seleccionar un material altamente conductivo y por lo general su valor llega a ser muy bajo

Convección

Reordenando la ecuación 2 tenemos que:

$$\frac{Q}{A} = \frac{\Delta t}{\frac{1}{h}}$$

Ec (1.22)

Aquí tenemos que tener en cuenta que el mecanismo de convección este situado en la parte interna y externa del tubo así que por lo tanto tendríamos que:

$$\frac{Q}{A} = \frac{\Delta t}{\frac{1}{h_i}}$$

Ec (1.23)

$$\frac{Q}{A} = \frac{\Delta t}{\frac{1}{h_e}}$$

Ec (1.24)

Donde:

$h_e =$ es el coeficiente pelicular externo en (W/(m²·K))

$h_i =$ es el coeficiente pelicular interno en (W/(m²·K))

Ya teniendo bien identificadas las resistencias incluyendo la resistencia del material del tubo, tendríamos que nuestra resistencia total es:

$$\frac{1}{U * A} = \frac{1}{h_i * A_i} + \frac{1}{h_e * A_e} + R_D$$

Ec (1.25)

Donde:

Ai (Área interna) = Es la superficie de contacto dentro del tubo por donde pasa el fluido.

Ae (Área externa) = Es la superficie de contacto por fuera del tubo.

$R_{cond} =$ Resistencia térmica por conducción de la pared.

de = Diámetro exterior del tubo interior (m)

di = Diámetro interior del tubo interior (m)

k = Conductividad térmica del material del tubo (W/(m·K))

L = Longitud útil del tubo por donde ocurre la transferencia de calor (m)

1.11. Temperatura calórica

Las variables mencionadas anteriormente se indicaron que varían con la temperatura y debe calcularse tanto para el fluido frío como para el fluido caliente de tal manera si regresamos a la figura 11 podemos observar que hay una longitud del tubo en la cual la temperatura del fluido cuando ingresa y recorre la longitud del tubo al salir la temperatura va a ser diferente, es decir nuestras seis variables serán diferentes en la salida y el ingresos, entonces tendríamos que calcular los valores anteriormente mencionados para las diferencias de temperaturas que habrá según al recorrido, el cual haría que nuestro cálculo llegue a ser muy complejo, entonces nuestra solución a simple vista seria usar una temperatura media aritmética, pero no estaríamos siendo lo más precisos al hacer este cálculo sobre todo en la parte experimental, entonces llegamos a usar la temperatura calórica, que es también una media pero más elaborada, pero no descartamos de usar una temperatura media, ya que la elección del método depende de la viscosidad de los fluidos, en resumen si el fluido es de baja viscosidad y el rango de temperatura no es muy alto, usamos una temperatura media aritmética y si es alta la viscosidad usamos la temperatura calórica

Para entenderlo mejor veamos en la figura 1-11 y partamos de la base de que el fluido caliente entra por el tubo interior y el fluido frio esta por fuera del tubo interior a contracorriente recordando que nos referimos al fluido caliente con T mayúscula y fluido frio con t minúscula, entonces tenemos que:

$$t_c = t_1 + Fc * (t_2 - t_1)$$

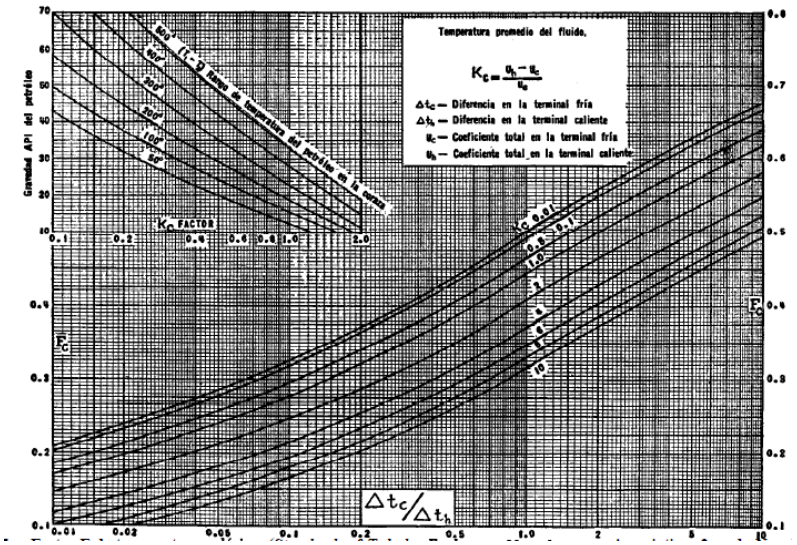
Ec (1.26)

$$T_c = T_2 + Fc * (T_1 - T_2)$$

Ec (1.27)

Donde Fc se determina por la figura 1-15

Figura 1-14 gráfica kern



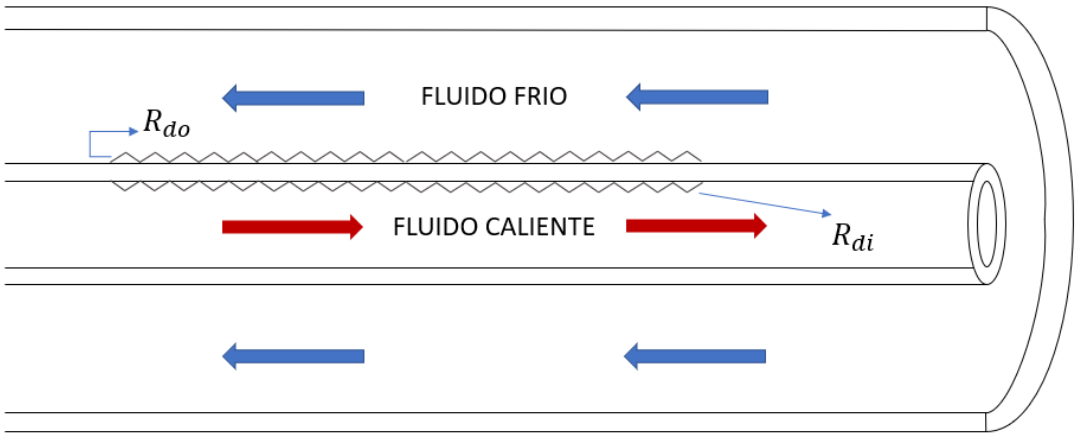
Fuente: Procesos de transferencia de calor – Donald J. Kern

1.12. Factor de ensuciamiento

Una vez descritas las tres resistencias térmicas fundamentales, es imperativo considerar las resistencias adicionales que se manifiestan en las superficies interna y externa del tubo interior (representadas en la Figura 1-16). Estas resistencias corresponden al fenómeno de incrustación o ensuciamiento, el cual es provocado por la deposición progresiva de lodos, sedimentos e impurezas en las paredes sólidas a lo largo del tiempo de operación del equipo. En los análisis previos, el sistema se consideró bajo condiciones ideales con fluidos completamente limpios; sin embargo, en las aplicaciones de ingeniería reales el comportamiento difiere. Fluidos comunes como el agua industrial contienen sales disueltas y minerales que, bajo los efectos de los gradientes de temperatura, precipitan y generan costras o depósitos calcáreos adheridos a los tubos. La acumulación de estas capas de baja conductividad térmica introduce nuevas resistencias que degradan la condición ideal del sistema. Al contrastar este fenómeno mediante pruebas experimentales, se evidencia que estas resistencias por ensuciamiento disminuyen drásticamente el coeficiente global de transferencia de calor (U). Como consecuencia directa, la eficiencia de la superficie de transferencia

disponible se reduce de forma paulatina con el tiempo, un factor crítico que debe preverse en el diseño mediante un margen de sobredimensionamiento del área térmica.

Figura 1-15 factor de ensuciamiento



Fuente: Elaboración propia

Entonces si tomamos en cuenta un sistema en donde nuestro equipo está recién fabricado o donde nuestros fluidos son totalmente puros podríamos representar nuestra Ec (1.22) de la siguiente manera:

$$\frac{1}{U_{limpio} * A} = \frac{1}{h_i * A_i} + \frac{1}{h_e * A_e} + R_D$$

Ec (1.28)

Haciendo referencia a que U_{limpio}es que el área está limpia, ya tomando en cuenta las resistencias por ensuciamiento en nuestra Ec (1.22) nos queda que:

$$\frac{1}{U_{diseño} * A} = \frac{1}{h_i * A_i} + \frac{1}{h_e * A_e} + R_{di} + R_{do}$$

Ec (1.29)

En donde a R_{di} y R_{do} le llamamos factor de obstrucción o factor de ensuciamiento interno y externo ($R_D = R_{di} + R_{do}$) , en donde estos valores están tabulados en función al tipo de fluido y el tiempo de ensuciamiento

De aquí nace uno de los factores y condición de diseño más importante que es el R_D que esta es una condición desde el punto de vista de transferencia de calor, entonces cuando trabajamos con $\frac{1}{U}$ el de área limpia y de área de diseño, este último debe ser

más grande, es decir se debe sobreestimar el área para que la misma absorba las resistencias que se van a producir, en otras palabras, el área de diseño debe ser más grande que el que se ha recomendado. Esta seria nuestra primera condición de diseño.

$$R_{D\ calculado} \geq R_{D\ recomendado}$$

Ecuación adaptada al método Bell-Delaware

$$\frac{1}{U_{diseño} * A} = \frac{1}{h_i * A_i} + \frac{1}{h_e * A_e} + R_{di} + R_{do}$$

Ec (1.30)

La resistencia por Conducción del Tubo Cilíndrico

La Ley de Fourier en su forma diferencial (para un radio r) dice que el calor es igual a:

$$Q = -k * A * \frac{dt}{dr}$$

Ec (1.31)

El área de un cilindro depende del radio en el que se esté midiendo: $A = 2 * \pi * r * L$

Si sustituimos esto nos queda:

$$Q = -k \cdot (2 \cdot \pi \cdot r \cdot L) \cdot \frac{dT}{dr}$$

Ec (1.32)

$$\frac{(Q \cdot dr)}{(2 \cdot \pi \cdot k \cdot L \cdot r)} = -dT$$

Ec (1.33)

$$\frac{Q}{2 * \pi * k * L} \int_{r_i}^{r_e} \frac{1}{r} * dr = -\int_{T_i}^{T_e} dT$$

Ec (1.34)

$$\frac{Q}{2 * \pi * k * L} * (\ln(r_e) - \ln(r_i)) = -(T_e - T_i)$$

Ec (1.35)

$$\frac{Q}{2 * \pi * k * L} * \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) = \Delta T$$

Ec (1.36)

$$r_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2 * \pi * k * L}$$

Ec (1.37)

Matemáticamente, dividir el radio externo entre el radio interno da exactamente el mismo resultado que dividir el diámetro externo entre el diámetro interno

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 * \pi * k_{tubos} * L}$$

Ec (1.38)

Como nuestro U está referido al área externa, tendremos que adaptar la ecuación en base a las leyes térmicas, multiplicando por el área externa ($A_e = \pi * De * L$)

$$R_{cond-ext} = \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 * \pi * k_{tubos} * L} * (\pi * De * L)$$

Ec (1.39)

$$R_{cond-ext} = \frac{De * \ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 * k_{tubos} * L}$$

Ec (1.40)

Efecto de Escala en Micro-Geometrías (Tubos Milimétricos)

En el diseño de intercambiadores de calor con tuberías de diámetro reducido, la diferencia entre el área superficial externa (contacto con el fluido de la coraza) y el área superficial interna (contacto con el fluido de los tubos) es matemáticamente significativa. Asumir una equivalencia de áreas (Di/De), como postulan los modelos simplificados de pared plana, introdujera un error de truncamiento geométrico. A pesar de que el acero inoxidable o el cobre poseen una alta conductividad térmica (k) que minimiza la resistencia de la pared sólida, la divergencia de las áreas de transferencia obliga a utilizar el modelo cilíndrico exacto.

Homogeneización de Resistencias Térmicas Referenciadas (Uo)

El coeficiente global de transferencia de calor constituye una sumatoria de resistencias térmicas en serie. Para que esta suma sea dimensional y físicamente coherente, todas las resistencias deben ser evaluadas bajo un área de referencia común. Al basar el

cálculo de diseño en la superficie del lado de la carcasa (Uo=Udis), la ecuación requiere de un factor de conversión. El multiplicador de escala geométrica (De/Di) proyecta la resistencia convectiva del fluido interno (1/ht) y su factor de ensuciamiento (Rfi) sobre la superficie exterior, garantizando que el impacto de la corriente de los tubos se pondere correctamente en el coeficiente global.

Quedando nuestra ecuación de diseño en

$$\frac{1}{U_{dis}} = \frac{1}{h_c} + R_{di} + \frac{De \cdot \ln\left(\frac{De}{Di}\right)}{2 \cdot k_{\{tubos\}}} + R_{do} \cdot \left(\frac{De}{Di}\right) + \frac{1}{h_t} \cdot \left(\frac{De}{Di}\right)$$

Ec (1.41)

1.13. La temperatura de la pared del tubo

Para facilitar el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor basado en el área exterior (U), es un requisito matemático referenciar todos los coeficientes convectivos a una misma superficie. Por ello, se introduce el término hio, el cual representa el coeficiente de película interno referido al área externa. La notación con el subíndice (io) indica esta estandarización geométrica. El valor de (hio) se determina multiplicando el coeficiente convectivo interno original (hi) por la relación directa entre el diámetro interno y el diámetro externo del tubo, expresándose de la siguiente manera:

$$\boldsymbol{h_{io} = h_i \cdot \frac{d_i}{d_e}}$$

Una vez que se han homogeneizado los coeficientes de película interno y externo (hio y he) y se conocen las temperaturas calóricas de ambas corrientes de fluido, es imperativo determinar la temperatura de la pared del tubo (tw). Esta temperatura representa el punto de equilibrio térmico en la interfaz sólida-líquida, es decir, el punto exacto donde el fluido entra en contacto físico con la superficie metálica del intercambiador.

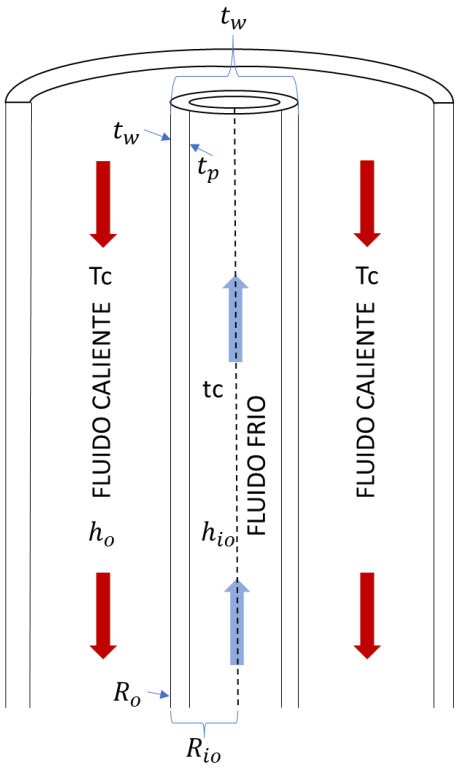
Comprender este concepto es vital en los fenómenos de transporte, ya que los fluidos no presentan una temperatura uniforme en toda su sección transversal. En la realidad, existe una "capa límite" o película de fluido fuertemente adherida a la pared del tubo

cuya temperatura es tw, la cual difiere significativamente de la temperatura promedio (temperatura calórica) de la masa principal del fluido. La importancia de determinar esta temperatura radica en la fuerte dependencia que tienen las propiedades físicas de los fluidos respecto a los gradientes térmicos, siendo la viscosidad (μ) el factor más crítico en el diseño:

En fluidos que se calientan: La capa límite adyacente a la pared metálica caliente (tw mayor) experimenta una disminución en su viscosidad en comparación con el seno del fluido. Esto reduce la fricción, favorece la turbulencia local en la película y, en consecuencia, mejora el coeficiente convectivo de transferencia de calor.

En fluidos que se enfrían: La capa límite en contacto con una pared fría (tw menor) se vuelve más viscosa y densa. Esta película engrosa la subcapa laminar actuando como un aislante térmico, lo que ofrece una mayor resistencia a la transferencia de calor y disminuye la eficiencia del coeficiente convectivo.

Figura 1-16 coeficiente pelicular



Fuente: Elaboración propia

Entonces a partir de la siguiente ecuación

$$Q = \frac{\Delta t}{\sum R}$$

Ec (1.42)

Tenemos:

$$\frac{T_c - t_c}{R_o - R_{io}} = \frac{t_w - t_c}{R_{io}}$$

Ec (1.43)

Reordenando y remplazando las resistencias por el coeficiente pelicular la ecuación 25 para:

Fluido frio

$$t_w = t_c + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} * (Tc - tc)$$

Ec (1.44)

$$t_w = T_c - \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} * (Tc - tc)$$

Ec (1.45)

Fluido caliente

$$t_w = t_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} * (Tc - tc)$$

Ec (1.46)

$$t_w = T_c - \frac{h_o}{h_{io} + h_o} * (Tc - tc)$$

Ec (1.47)

1.14. Viscosidad dinámica en los fluidos

La viscosidad dinámica (μ) es la propiedad termofísica que cuantifica la fricción interna y la resistencia a fluir de un líquido, desempeñando un rol crucial en el diseño de intercambiadores de calor al ser el nexo fundamental entre la dinámica de fluidos y la transferencia térmica. Su uso es indispensable en los cálculos de la coraza y los tubos porque determina directamente el régimen de flujo al actuar como la fuerza que amortigua la turbulencia en el Número de Reynolds; asimismo, dicta el espesor de la

capa límite hidrodinámica, estableciendo la resistencia térmica del fluido estancado mediante el Número de Prandtl. Fundamentalmente, su cálculo es obligatorio para corregir los "efectos de pared", ya que los fuertes gradientes de temperatura entre el metal y el seno del líquido provocan cambios exponenciales en la viscosidad local, lo que deforma el perfil de velocidades y altera significativamente la eficiencia real de la transferencia de calor en el equipo.

Ecuación de Andrade y la ecuación de Vogel-Fulcher-Tammann

La ecuación exponencial utilizada para determinar la viscosidad dinámica del agua tiene su origen en los modelos empíricos derivados de la ecuación de Andrade y la ecuación de Vogel-Fulcher-Tammann. Físicamente, se justifica su uso porque la viscosidad de los líquidos no disminuye de forma lineal al calentarse, sino que decae exponencialmente a medida que la energía térmica rompe las fuerzas de cohesión intermoleculares. En la práctica de la ingeniería de diseño, se emplea esta formulación matemática exacta la cual es producto de un riguroso ajuste de curva basado en amplios datos experimentales porque permite modelar de forma continua, automática y altamente precisa el comportamiento del agua para cualquier temperatura. Esto resulta esencial para su integración en hojas de cálculo y simuladores, eliminando el error humano y la imprecisión geométrica que conlleva la interpolación manual en tablas termodinámicas tradicionales.

$$\mu = \left(A * 10^{\left(\frac{B}{T-C}\right)}\right) * 10^{-3}$$

Ec (1.48)

μ = Viscosidad dinámica del agua (Pa*s)

A= Coeficiente base ajustado (0,02414)

B= Constante de estructura del agua (247,8)

T= Temperatura media (K)

C= Constante de corrección térmica (140)

1.15. Densidad

La densidad (ρ) es la propiedad macroscópica fundamental que cuantifica la cantidad de masa contenida en una unidad de volumen de un fluido. En el diseño de

intercambiadores de calor, su inclusión es absolutamente indispensable porque actúa como el puente matemático entre el flujo másico (que es constante y dictado por el proceso) y la velocidad real del fluido dentro del equipo. Tanto en el lado de los tubos como en la coraza, la densidad determina la energía cinética del líquido; a medida que el agua se calienta, su densidad disminuye y se expande, obligando al fluido a acelerarse para mantener el mismo flujo másico. Esta variación de velocidad impacta directamente en el Número de Reynolds, modificando la turbulencia, de manera aún más crítica, dicta el cálculo de la caída de presión (ΔP), la cual es directamente proporcional a la densidad y al cuadrado de la velocidad, siendo este el factor decisivo para el dimensionamiento de las bombas del sistema.

Ecuación de Kell

Para modelar la densidad del agua de forma precisa, se recurre a formulaciones empíricas avanzadas como la ecuación racional polinómica de Kell. Físicamente, el agua presenta un comportamiento térmico anómalo y no lineal (alcanzando su densidad máxima a los 4 °C y expandiéndose a partir de ahí), por lo que asumir una densidad constante a lo largo del intercambiador introduciría un error acumulativo en el perfil de velocidades. La Ecuación de Kell resuelve este problema al proporcionar un ajuste de curva de alta fidelidad basado en mediciones experimentales precisas, vinculando directamente la densidad con la temperatura. Se utiliza esta compleja ecuación matemática, con todos sus coeficientes específicos, porque permite a los programas de cálculo y hojas de cálculo iterar la densidad local del fluido en cada fracción de grado centígrado, garantizando un diseño riguroso y exacto frente a las fluctuaciones térmicas del equipo.

$$\rho = \frac{A + B * T + C * T^2 + D * T^3 + E * T^4 + F * T^5}{1 + G * T}$$

Ec (1.49)

T= Temperatura media (ºC)

A= 999.83952

B= 16.945176

C= -7.9870401*10^-3

D= -46.170461*10^-6

E= 105.56302*10^-9

F= -280.54253*10^-12

G= 16.897850*10^-3

1.16. Conductividad térmica

La conductividad térmica (k) es la propiedad termofísica que mide la capacidad intrínseca de un material o fluido para transmitir energía calorífica a través de su propia masa mediante colisiones moleculares. En el diseño de intercambiadores de calor, su uso está plenamente justificado tanto en el lado de los tubos como en la coraza, ya que es el anclaje físico que permite calcular el coeficiente convectivo de película (h). Matemáticamente, es el factor de conversión en la definición del Número de Nusselt, el cual traduce el comportamiento aerodinámico del flujo en una tasa real de disipación de calor. Además, al encontrarse en el denominador del Número de Prandtl, determina el espesor de la subcapa térmica estacionaria; un fluido con alta conductividad, como el agua, facilita que el calor "atraviese" rápidamente la capa límite pegada al tubo metálico, minimizando la resistencia térmica local y maximizando la eficiencia global del equipo.

Regresión cuadrática para la conductividad

Para el modelado preciso de esta propiedad, se emplea una fórmula empírica polinómica de segundo grado calibrada específicamente para el agua líquida. A diferencia de la mayoría de los líquidos, cuya capacidad conductora disminuye al calentarse, el agua presenta una anomalía termodinámica: su conductividad aumenta progresivamente con la temperatura hasta alcanzar un pico máximo alrededor de los 130 °C. Por lo tanto, asumir un valor constante a lo largo del perfil térmico del intercambiador introduciría un sesgo en los coeficientes calculados. Se justifica el uso de esta formulación en el Sistema Internacional, de precisión de ingeniería, porque consolida datos experimentales rigurosos en una función sencilla que depende únicamente de la temperatura en grados Celsius (T). Su implementación permite a las hojas de cálculo iterar y corregir automáticamente el valor de la conductividad térmica

local, entregando resultados exactos en W/(m\K) para las condiciones específicas del seno del fluido y de la capa límite en la pared.

$$k = 0{,}558 + 0{,}0021 * T - 0{,}000009 * T^2$$

Ec (1.50)

T= Temperatura media del fluido (°C)

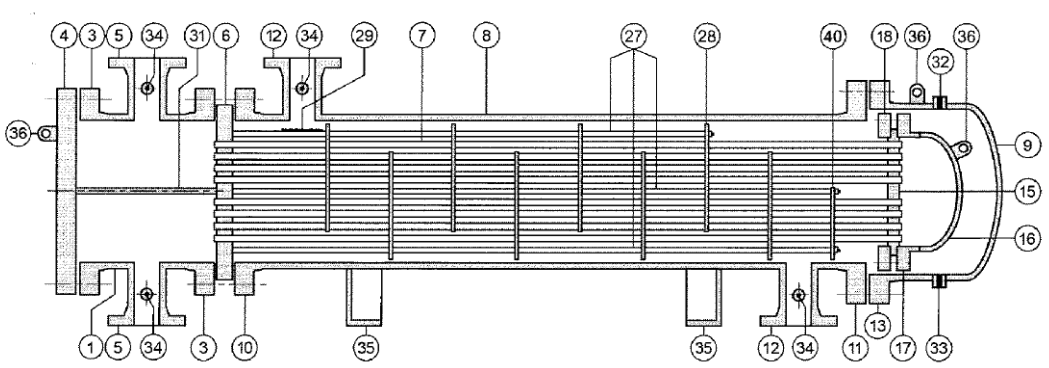
1.17. Intercambiadores de calor de tubos y coraza

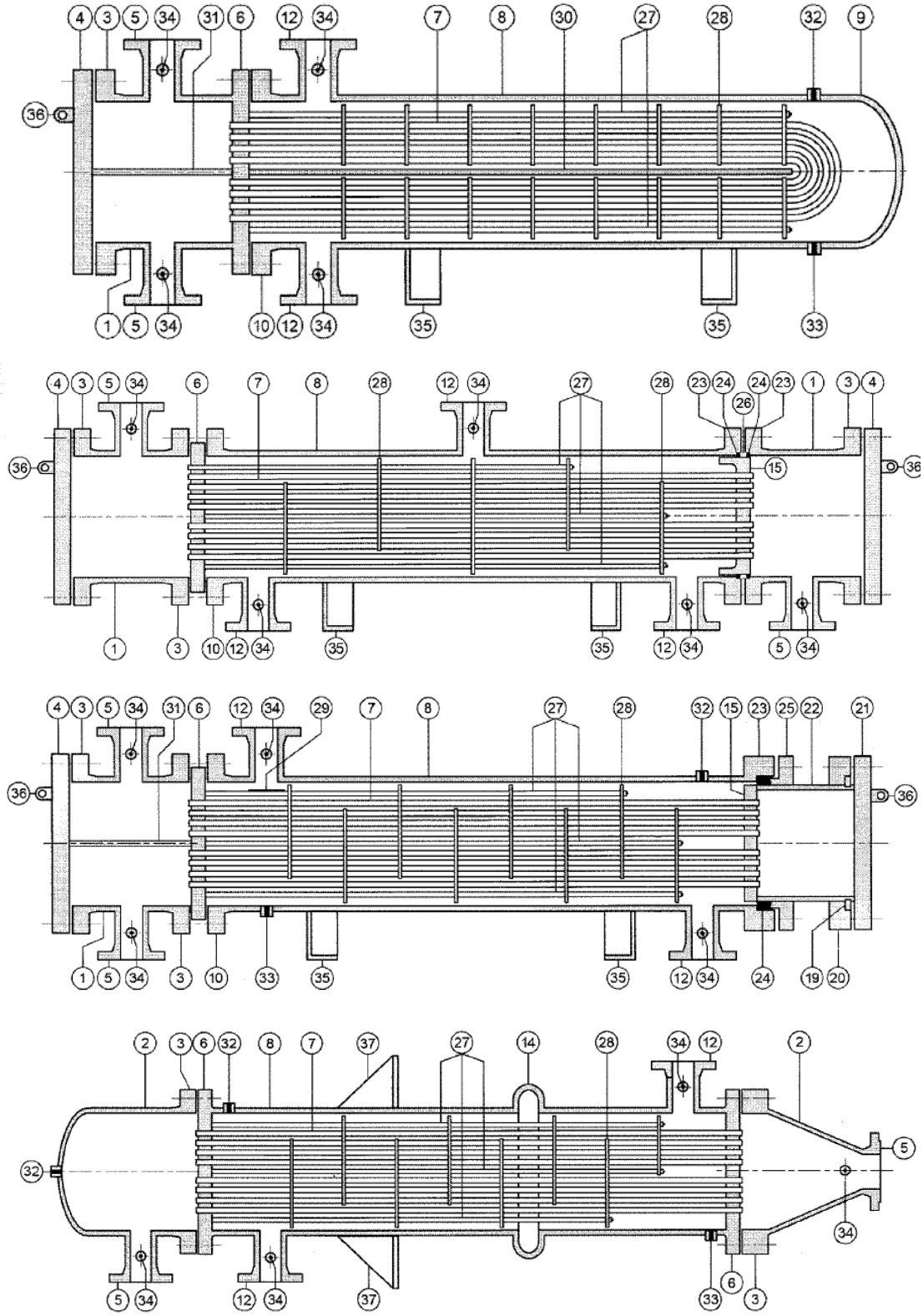
Este tipo de equipos son los más versátiles en la industria ya que su área de transferencia de calor es grande y su mantenimiento es relativamente sencillo, para su diseño y construcción cuenta con distintos métodos además que su diseño es aplicable para altas presiones

Componentes básicos

En simples palabras los intercambiadores de calor de tubos y coraza están compuestos por un haz de tubos colocados de manera paralela que están dentro de una carcasa cilíndrica con diámetro mayor en donde los fluidos pasan a través de ellos, pero no nos podemos limitar a decir que sus componentes son solo tubos, hay una gran variedad de componentes detallados en la tabla 2-1 indicando dichos componentes de los diferentes tipos de intercambiadores de tubo y coraza en la figura 1-2 de manera ilustrativa.

Figura 1-17 intercambiadores de calor de tubo y coraza múltiples pasos





Fuente: (TEMA, Décima Edición,2015)

Tabla 1-1 Componentes de un intercambiador de calor de tubos y coraza

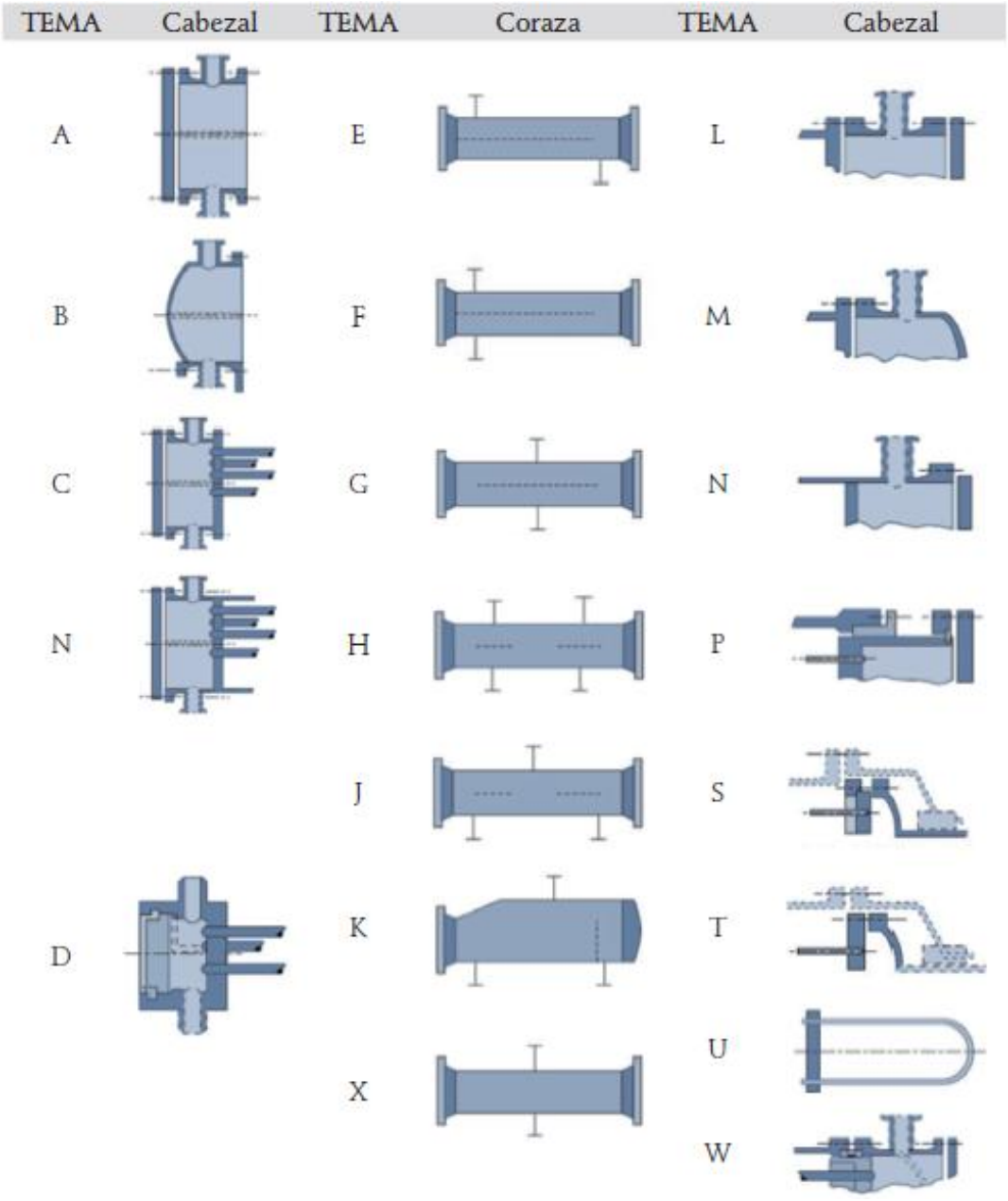
Nº	Descripción	Nº	Descripción
1	Cabezal estacionario, canal	21	Cubierta del cabeza flotante, exterior
2	Cabezal estacionario, coraza	22	Falda del espejo de tubos, flotante
3	Brida del cabezal estacionario	23	Brida de los prensaestopas
4	Cubierta del canal	24	Empaque
5	Boquilla del cabezal estacionario	25	Anillo seguidor o de presión
6	Espejo de tubos, estacionario	26	Anillo de cierre hidráulico
7	Tubos	27	Bielas y espaciadores
8	Coraza	28	Desviadores transversales o placas de apoyo
9	Cubierta de la coraza	29	Desviador de choque
10	Brida de la coraza, extremo del cabezal estacionario	30	Desviador longitudinal
11	Brida de la coraza, extremo del cabezal posterior	31	Separación de paso
12	Boquilla de la coraza	32	Conexión de ventilación
13	Brida de la cubierta de la coraza	33	Conexión de drenaje
14	Junta de expansión	34	Conexión de instrumentos
15	Espejo de tubos, flotante	35	Albardilla de soporte
16	Cubierta del cabezal flotante	36	Soporte del levantamiento
17	Brida del cabezal	37	Verrenda de soporte
18	Dispositivo de apoyo del cabezal flotante	38	Ventilador
19	Anillo de corte dividido	39	Conexión de nivel de líquido
20	Brida de apoyo dividida	40	Soporte de cabezal flotante

Fuente: (TEMA - Décima edición,2015)

1.18. Clasificación TEMA para intercambiadores de calor de tubo y coraza

TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) estandariza mediante letras las cuales describen los distintos tipos de cabezales y corazas para poder designar el tipo de intercambiador, se describe un poco de los cabezales y corazas en la tabla 2-1

Figura 1-18 clasificación TEMA



Fuente:(Análisis y simulación de procesos en ingeniería química, 2011)

Tabla 1-2 clasificación TEMA

Tipo	Descripción (flujo y característica)	Ventaja	Desventaja
A	Cabezal estacionario con canal único. El fluido entra por la boquilla superior, atraviesa el haz de tubos y sale por la inferior.	Acceso directo al haz de tubos para limpieza interna.	Tiene dos juntas (canal–placa tubular y tapa), mayor riesgo de fugas.
B	Cabezal fijo de media presión. Similar al tipo A, pero con menos bridas; el flujo es axial: canal → tubos → salida.	Menor costo y menos conexiones bridadas que el tipo A.	Para dar mantenimiento hay que desmontar las tuberías.
C	Cabezal estacionario con carcasa integral y múltiples boquillas. El flujo se segmenta mediante deflectores internos.	Aísla completamente fluidos peligrosos o tóxicos.	El haz de tubos no es extraíble, dificultando la limpieza.
D	Cabezal soldado para alta presión. El flujo es forzado a través de tubos reforzados.	Soporta presiones extremadamente altas.	Muy costoso y difícil de reparar.
N	Cabezal fijo para servicios tóxicos, sin canal desmontable. Flujo directo con múltiples boquillas.	Máxima contención para fluidos peligrosos.	Solo se puede inspeccionar internamente cortando soldaduras.
E	Coraza de un solo paso. El fluido en la coraza entra por un lado, atraviesa todo el haz y sale por el lado opuesto.	Máximo coeficiente de transferencia térmica por paso largo.	Caída de presión muy alta en la coraza.
F	Coraza de dos pasos con deflectores longitudinales. El flujo atraviesa ida y vuelta la coraza.	Mejor distribución de flujo y menor caída de presión que el tipo E.	Más compleja y costosa que la tipo E.
G	Coraza con flujo dividido ("split-flow"). Entrada central, el flujo se divide y rodea el haz por ambos lados.	Menor caída de presión.	Área útil de transferencia térmica algo reducida.
H	Similar al tipo F, pero con múltiples pasos en la coraza, usado para calentamiento por recirculación.	Adecuado para sistemas de recirculación tipo	Internos complejos y mayor costo.
J	Coraza con flujo dividido sin deflectores. Flujo suave, usado comúnmente para condensación al vacío.	Muy baja caída de presión.	Coeficiente de transferencia térmica bajo.
K	"Kettle" reboiler: coraza con espacio libre para separación de vapor y líquido.	Excelente eficiencia térmica y buena separación.	Volumen grande, mayor costo y espacio requerido.
X	Flujo cruzado sin deflectores. El fluido fluye perpendicular al haz de tubos.	Caída de presión mínima, útil para gases.	Difícil eliminación de gases no condensables.
L	Cabezal trasero fijo, haz no removible. Flujo continuo de entrada y salida por tubos.	Diseño simple y económico.	Difícil limpieza interna de la coraza.
M	Igual al tipo L, pero reforzado para alta presión.	Alta resistencia a presión.	Misma desventaja de L más mayor costo.
N	Cabezal trasero fijo sellado para fluidos tóxicos, haz completamente sellado.	Seguridad máxima contra fugas.	Mantenimiento complicado y lento.
P	Cabezal flotante: el haz de tubos es extraíble. El flujo entra por la coraza, atraviesa los tubos y sale por el cabezal flotante.	Permite expansión térmica y limpieza completa del haz.	Requiere espacio longitudinal para desmontaje.
S	Placa tubular flotante con deflectores. El flujo de la coraza circula entre el espacio anular y el haz.	Permite expansión térmica, haz extraíble.	Sellado mediante empaques: posibilidad de fugas.
T	Cabezal flotante tipo "pull-through". Todo el haz y el cabezal salen fácilmente del casco.	Desmontaje rápido sin necesidad de desmontar la coraza.	La coraza debe ser más grande para alojar el haz extraíble.
U	Tubos en forma de "U": una sola placa tubular, los tubos están doblados. El flujo entra y sale por el mismo cabezal.	Menos componentes, acomoda libremente la expansión térmica.	Las curvas internas son difíciles de limpiar.
W	Cabezal flotante con anillo tipo "lantern" y empaques. El flujo de la coraza rodea el haz.	Barato dentro de los flotantes, admite gran	Gran espacio libre (gap) y riesgo de fugas por empaques.

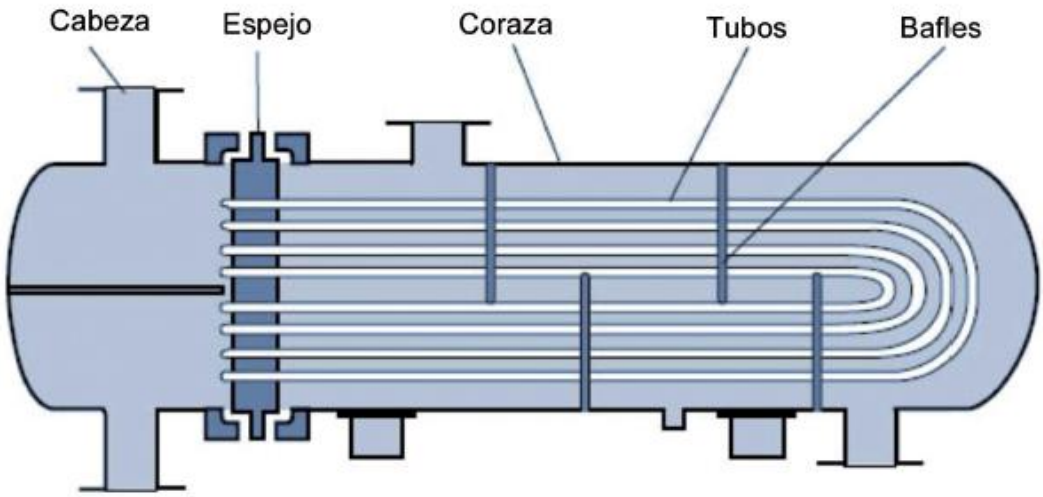
Fuente: Elaboración propia

1.19. Tipos de arreglos de tubos

Haz de tubos en "U"

En este diseño los tubos están doblados en U y unidos a un solo cabezal frontal por los extremos, esto permite que los tubos se expandan con el cambio de temperatura sin provocar tensiones en la carcasa siendo esta su mayor ventaja y la otra es que se puede retirar fácilmente para su mantenimiento, en sus limitaciones tenemos que no permite el flujo a contracorriente puro a menos que se combine con un cabezal de tipo F en la coraza

Figura 1-19 Haz de tubos en "U"

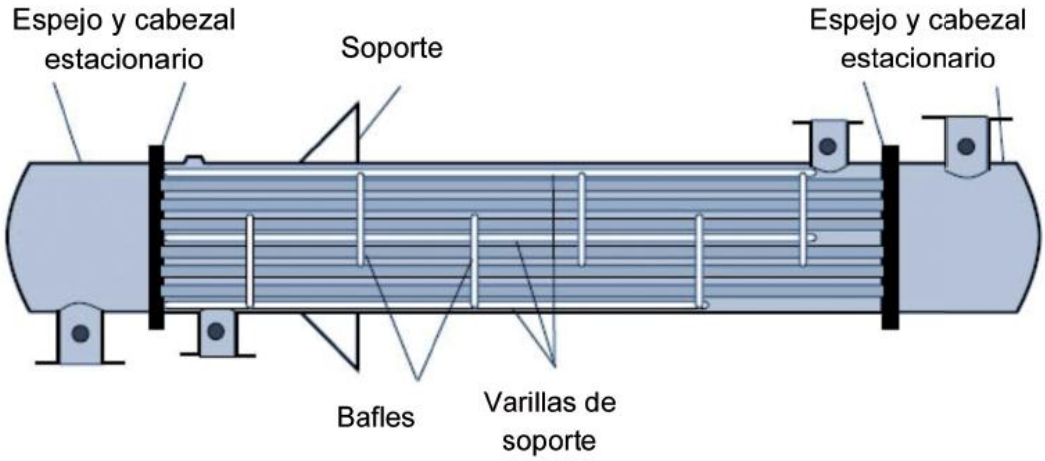


Fuente:(Análisis y simulación de procesos en ingeniería química, 2011)

Haz de tubos rectos sobre placa tubular fija

En este tipo de arreglo de placa tubular fija los extremos de los tubos se sueldan o bridan a sendas placas tubulares que están rígidamente unidas a la coraza, los tubos son rectos y el fluido del tubo atraviesa el haz en uno o varios pasos, mientras que el fluido de la coraza circula sigue el diseño de los bafles, sus principales ventajas es que su diseño es sencillo y de costo bajo, no permite que haya fugas en los fluidos, su limpieza es más fácil que el haz de tubos en U, sus limitaciones son que no se puede desmontar del equipo fácilmente y no llega a compensar la expansión diferencial entre tubos y coraza el cual genera tensión térmica

Figura 1-20 Haz de tubos rectos sobre placa tubular fija

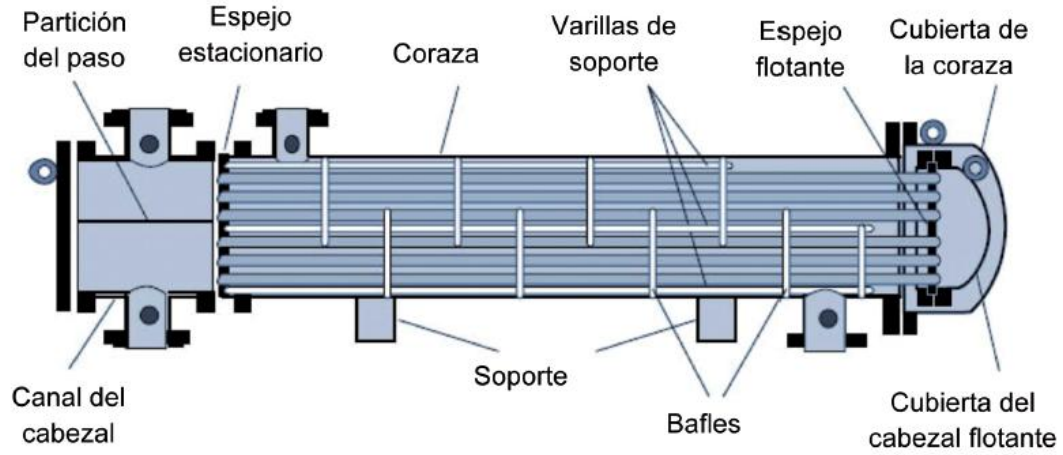


Fuente:(Análisis y simulación de procesos en ingeniería química, 2011)

Cabezal flotante

Este es el más versátil, es similar al de haz de tubos fijos solo que un extremo se deja flotando y el otro esta fijo en la coraza, para este diseño se aplican cabezales TEMA S y T, sus principales ventajas son que su mantenimiento es el más fácil de todos y permite una expansión libre sin tener que colocar juntas, pero entre sus principales desventajas esta que su costo inicial es alto y puede dañarse con el paso del tiempo

Figura 1-21 Cabezal flotante



Fuente: (Análisis y simulación de procesos en ingeniería química, 2011)

1.20. Tubos y pasos por los tubos

Dependiendo del número de pasos por los tubos se tiene que hacer una corrección del perfil, este lo hacemos con el factor de corrección F que se incluye en la ecuación 6,

tendremos que tener en cuenta esto al momento de seleccionar el diseño de nuestro intercambiador. Para elevar la velocidad del fluido y el coeficiente de transferencia de calor se usan múltiples pasos sin superar el rango de caída de presión de igual manera reduciendo el factor de ensuciamiento.

El espesor de la parte de los tubos de los intercambiadores de calor está estandarizado en términos de Birgmingham Wire Gage (BWG), la longitud del tubo también define el tamaño y costo del equipo, mientras más largo el tubo se usan menos tubos y el diámetro de la carcasa disminuye, no tendremos que tomarlo literal este concepto, debemos tomar muy en cuenta todos los factores de diseño.

1.21. Material de tubos

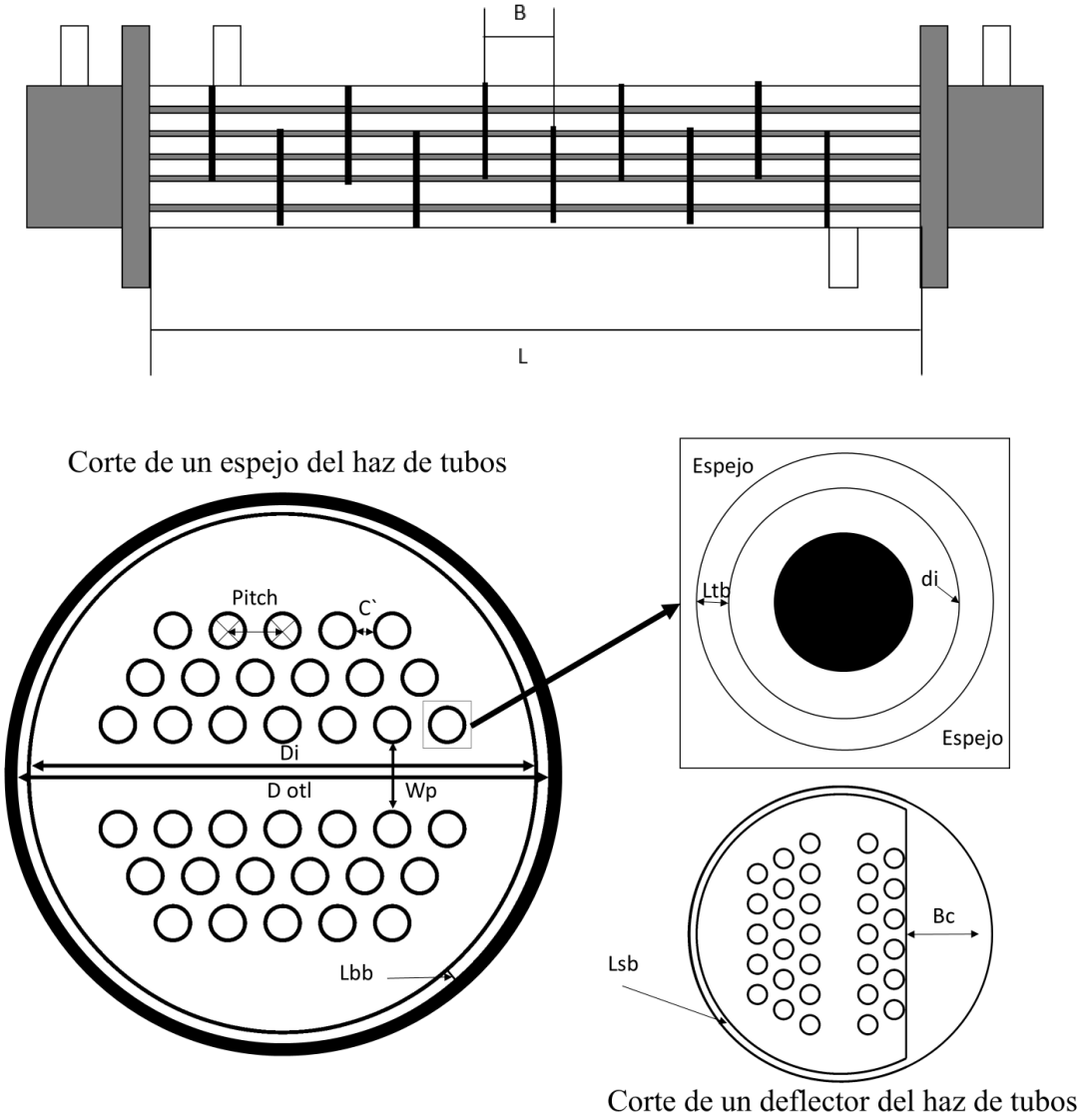
Tabla 1-3 Material de tubos

Material	Descripción	Ventaja	Desventaja
Acero al carbono	Tubos de acero al carbono (p.ej. ASTM A179), conductividad térmica de 30–60 W/m·K para temperaturas moderadas y ambientes poco corrosivos.	Alta resistencia mecánica y muy bajo costo.	Susceptible a corrosión en agua o ambientes químicos sin recubrimiento.
Acero inoxidable (304/316)	Aleaciones austeníticas 304, 316 y 316L con conductividad de 13–17 W/m·K, excelente resistencia a la corrosión y buena resistencia mecánica a altas temperaturas.	Resiste muy bien la corrosión y con muy buena vida útil.	Costo elevado y conductividad menor que el cobre.
Aleaciones de cobre	Cobre puro y Cu–Ni (Admiralty Brass, Cu-Ni), conductividad térmica >100 W/m·K (Cu) y 50–70 W/m·K	Conductividad térmica muy alta, maximiza transferencia de calor.	Propensión a corrosión localizada (pitting) y mayor costo que acero al carbono.

Fuente: Elaboración propia

1.22. Geometría de un intercambiador de calor de tubo y coraza

Figura 1-22 Geometría de un intercambiador de calor de tubo y coraza



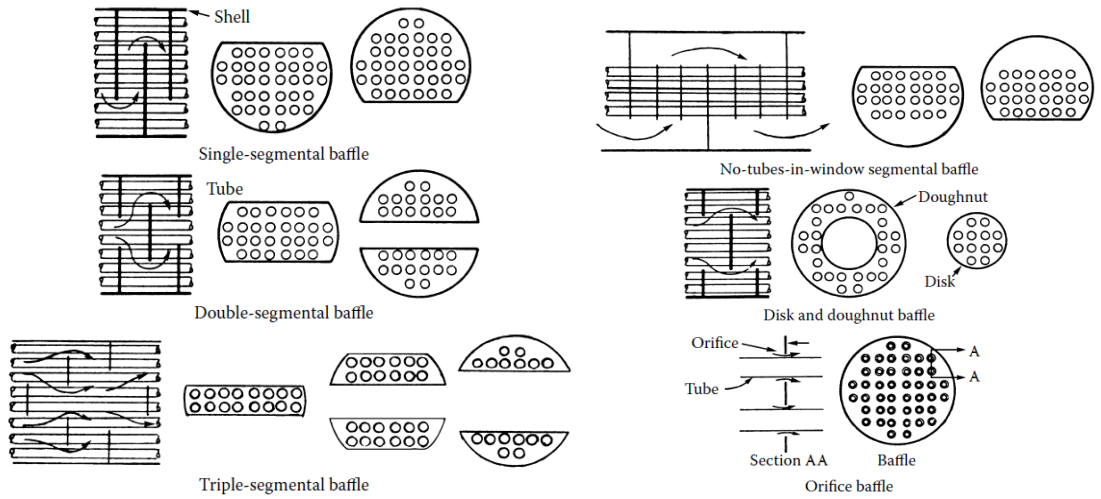
Fuente: Elaboración propia

1.23. Deflectores

Los deflectores o separadores en un intercambiador de calor de tubos y coraza actúan simultáneamente como soportes estructurales, evitando la vibración, la flexión y el pandeo de los tubos bajo presión, y como elementos de mejora térmica, pues obligan al fluido de la coraza a serpentear a través del haz de tubos, incrementando la

turbulencia, renovando la capa límite y elevando el coeficiente de convección al mismo tiempo que reducen zonas muertas propensas a la acumulación de sedimento; según su orientación pueden ser transversales (láminas perpendiculares al eje de los tubos, que generan alta turbulencia y mayor caída de presión) o longitudinales (barras o láminas paralelas que guían el flujo con menor pérdida de carga), y geométricamente se clasifican en deflectores de placa (planchas con cortes o perforaciones que brindan amplio soporte y contacto con los tubos) y de barra (perfiles sólidos que facilitan la limpieza pero ofrecen menor área de soporte), debiéndose diseñar su espesor, material, espaciamiento y área de paso libre para equilibrar la integridad mecánica, la eficiencia térmica y la minimización de obstrucciones.

Figura 1-23 Espejos



Fuente: (Heat Conduction, Quinta edición, Kakac, 2012)

Tabla 1-4 comparación entre deflectores

Tipo de deflector o bafle	Descripción breve	Ventajas	Desventajas
Segmentado simple	Placa con un único corte que obliga al fluido de coraza a serpentear una vez a través del haz de tubos.	• Buena generación de turbulencia. • Mejora transferencia	• Zonas muertas detrás del deflector. • Caída de presión moderada. • Menor

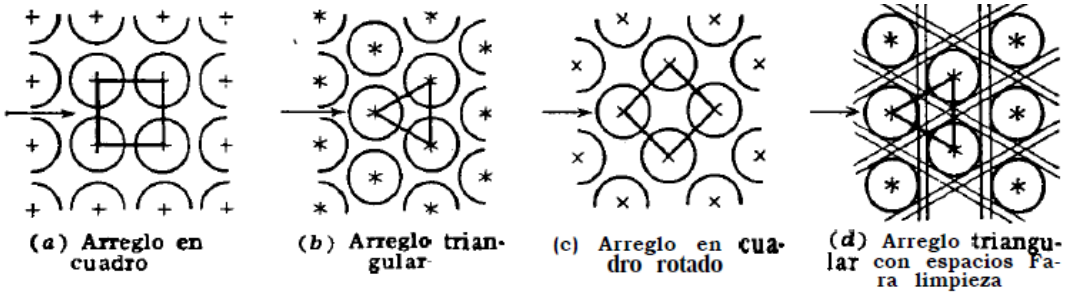
		térmica en flujo laminar. • Soporte sencillo para tubos.	accesibilidad para limpieza.
Segmentado doble	Dos placas opuestas con cortes, que hacen al fluido cruzar el haz dos veces antes de salir.	• Mayor turbulencia que el simple. • Buen soporte estructural. • Temperatura más uniforme.	• Caída de presión alta. • Complejidad mecánica mayor. • Zonas muertas en cada segmento.
Segmentado triple	Tres placas segmentadas en serie; el fluido atraviesa el haz tres veces antes de la salida.	• Turbulencia muy elevada. • Máxima eficiencia térmica en la coraza. • Excelente mezcla de fluido.	• Caída de presión muy alta. • Difícil limpieza interna. • Mayor desgaste por erosión.
Sin tubos en ventana	Segmento abierto sin tubos en la zona del corte, permite paso libre del fluido sin soporte directo de tubos.	• Reduce vibraciones al eliminar soportes puntuales. • Menor caída de presión. • Menos acumulación de sedimentos.	• Requiere mayor diámetro de carcasa. • Menor número de tubos alojados. • Menor área de transferencia efectiva.
Disco y dona	Discos sólidos y anillos alternados que guían el fluido radialmente y lo fuerzan a rodear cada elemento antes de avanzar.	• Buen soporte radial de tubos. • Turbulencia moderada con caída de presión	• Complejidad de fabricación. • Zonas centrales sin tubos. • Difícil inspección de juntas de empaquetadura.

		reducida. • Evita pandeo radial.	
Orificio	Placas con múltiples orificios que reducen la sección de paso y aceleran el fluido en la coraza.	• Aumenta velocidad local y coeficiente de convección. • Efectivo para limpieza con alto flujo. • Ocupa poco espacio radial.	• Riesgo de obstrucción con fluidos sucios. • Erosión acelerada en bordes de orificio. • Caída de presión localizada muy alta.

Fuente: Elaboración propia

1.24. Diseño del tubo

Figura 1-24 diseño del tubo



Fuente: (Procesos de transferencia, Donald Q. Kern)

Tabla 1-5 Diseño del tubo

Arreglo (ángulo)	Descripción breve	Ventaja principal	Desventaja principal
Cuadrado (90°)	Tubos alineados en filas y columnas ortogonales; flujo de coraza atraviesa perpendicular a filas de tubos.	Fácil limpieza mecánica (jet/cepillos) y baja caída de presión en coraza.	Menor densidad de tubos por área, menor transferencia térmica.

Triangular (60º-30°)	Tubos ubicados en vértices de triángulos equiláteros; flujo de coraza forzado a serpentear entre tubos.	Máxima densidad de tubos y mayor coeficiente de transferencia de calor.	Caída de presión elevada y limpieza mecánica difícil.
Cuadrado rotado (45°)	Patrón cuadrado girado 45°; tubos en líneas desplazadas, flujo de coraza más uniforme que en cuadrado puro.	Buen compromiso entre limpieza y transferencia; caída de presión moderada.	Acomoda menos tubos que el triangular, transferencia menor que el arreglo triangular.
Triangular "limpieza" (60° rotado)	Triangular girado 60°, con mayor espacio libre entre tubos para acceso de herramientas de limpieza.	Transferencia casi tan alta como triangular puro, con mejor acceso para limpieza.	Todavía caída de presión relativamente alta; densidad de tubos algo reducida.

Fuente: Elaboración propia

La cantidad de tubos que cabe instalar en una carcasa está determinada por el diseño de los tubos, su diámetro exterior, el espaciamiento (pitch), el número de pasadas y el diámetro de la propia carcasa. En la tabla 9 disposición de los espejos de tubos (cuenta de tubos) del libro de transferencia de calor de Donald Q, Kern se muestra el recuento máximo de tubos que pueden acomodarse bajo las condiciones indicadas.

1.25. Asignación de corrientes

En el diseño de intercambiadores de calor de tubos y coraza, la asignación de los fluidos al lado de los tubos o al lado de la carcasa es una decisión crítica que influye en la

eficiencia térmica, el mantenimiento y la economía del sistema. Esta decisión se basa en varios factores, como la facilidad de limpieza, la resistencia a la presión, la corrosividad del fluido y las propiedades térmicas. Por ejemplo, **los fluidos con alta tendencia al ensuciamiento o corrosivos suelen circular por los tubos**, ya que estos son más accesibles para la limpieza y pueden fabricarse con materiales resistentes a la corrosión. Por otro lado, **los fluidos con alta viscosidad o que requieren una mayor transferencia de calor pueden asignarse al lado de la carcasa**, donde el diseño permite una mayor turbulencia por ende una mejor eficiencia térmica. La correcta asignación de los fluidos no solo optimiza el rendimiento del intercambiador, sino que también prolonga su vida útil y reduce los costos operativos, todo esto se detalla en la siguiente tabla.

Tabla 1-6 asignación de corrientes

Criterio	Asignación de la corriente	Justificación
Fluido con tendencia a ensuciar	Lado de los tubos	Permite limpieza mecánica directa (cepillos/varillas) en tubos rectos.
Fluido a alta presión	Lado de los tubos	Los tubos pueden fabricarse con mayor espesor y diámetro para resistir presiones elevadas.
Fluido corrosivo	Lado de los tubos	Es más económico usar aleaciones especiales sólo en los tubos que en toda la coraza.
Fluido con bajo coeficiente de convección	Lado de la coraza	Se pueden añadir aletas externas a los tubos para aumentar área y mejorar la convección desde el exterior.
Fluido de alta viscosidad	Lado de la coraza	Los deflectores inducen turbulencia en la coraza con

		menores números de Reynolds, facilitando el flujo viscoso.
Flujo másico bajo	Lado de la coraza	Un caudal menor en la coraza incrementa el tiempo de residencia y aprovecha mejor la diferencia de temperatura.
Vapores o fluidos bifásicos	Lado de la coraza	El espacio libre en la coraza permite separar fases y evita arrastre de gotas hacia los tubos.
Grandes cambios de temperatura	Lado de la coraza	El cabezal flotante y la coraza acomodan la dilatación diferencial sin inducir tensiones en los tubos.

Fuente: Elaboración propia

1.26. Diseño por el método de Kern

El Método de Kern fue introducido por Donald Q. Kern en 1950, fue el primer intento exitoso de sistematizar el diseño térmico e hidráulico de los intercambiadores de calor de tubo y coraza. Este método es de una vista macroscópica simplificando la dinámica de fluidos. El principio teórico central del Método de Kern es la analogía del tubo o diámetro equivalente.

Kern postula que el flujo altamente complejo del lado de la coraza puede ser modelado matemáticamente como si fuera un flujo unidimensional viajando a través de una tubería recta e imaginaria. Para lograr esta analogía, el método ignora las intrincadas fugas y derivaciones de fluido dentro del equipo, asumiendo que el 100% del fluido de la coraza participa activamente en el flujo cruzado puro sobre el banco de tubos.

1.27. Desarrollo matemático del área de la coraza

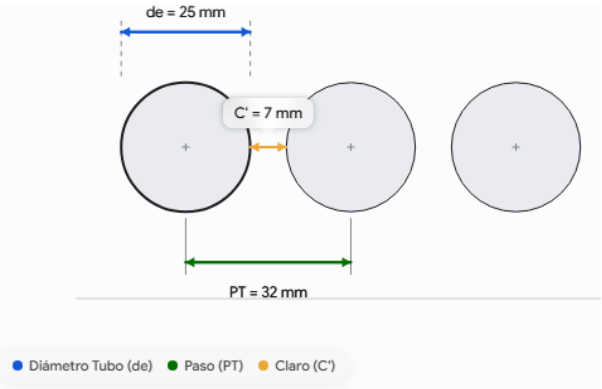
Área de Flujo Transversal (Ac)

A diferencia de un tubo donde el área es constante, en la coraza el área por donde pasa el fluido cambia continuamente debido a la forma circular del cilindro. Kern

estandariza este valor tomando el área libre en el ecuador del intercambiador (la línea central).

La ecuación asume que el fluido pasa por un rectángulo imaginario cuyo ancho es el diámetro de la coraza (Di) y su altura es la separación entre deflectores (B).

Figura 1-25 Área de Flujo Transversal



Fuente: Elaboración propia

$$A_c = \frac{Di * B * C`}{P_T}$$

Ec (1.51)

$$C` = P_T - de$$

Ec (1.52)

Di =Diámetro interno de la coraza

B= Espaciamiento entre deflectores

P_T= Paso de los tubos (Pitch)

C'= Holgura entre tubos

de= Diámetro externo de los tubos

El Diámetro Equivalente (D eq)

Este es el parámetro termodinámico más importante del método. Se basa en el concepto de radio hidráulico (cuatro veces el área de flujo dividida por el perímetro mojado), aplicado a la celda unitaria que forman los tubos.

La formulación geométrica cambia según el arreglo:

Arreglo Cuadrado (90° o 45°)

$$D_{eq} = \frac{4 * \left(P_T^2 - \frac{\pi * d_e^2}{4}\right)}{\pi * d_e}$$

Ec (1.53)

Arreglo Triangular (30° o 60°)

$$D_{eq} = \frac{4 * \left(\frac{P_T^2 * \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi * d_e^2}{8}\right)}{\frac{\pi * d_e}{2}}$$

Ec (1.54)

Número de Reynolds y velocidad másica

Con el diámetro equivalente y el área de flujo definidos, la velocidad másica de la coraza (G c) y el número de Reynolds (Re c) se calculan utilizando la estructura clásica de la mecánica de fluidos

$$G_c = \frac{m_c}{A_c}$$

Ec (1.55)

$$Re_c = \frac{D_e * G_c}{\mu_c}$$

Ec (1.56)

Donde:

μ_c=viscosidad dinámica del fluido a temperatura promedio en la coraza

Transferencia de calor y factor ($\boldsymbol{J_H}$)

Para evaluar el coeficiente convectivo del lado de la coraza (ho), Kern no desarrolló una ecuación puramente analítica, sino que recopiló datos experimentales y utilizó la analogía de Colburn.

El método emplea el factor de transferencia de calor empírico jH, el cual es función del número de Reynolds (Re c) y se lee usualmente de la Figura 28 del texto original de Kern. La relación fundamental es:

$$h_o = \frac{j_H \cdot k_s \cdot Pr_c^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}}{D_{eq}}$$

Ec (1.57)

Caída de Presión en la Coraza (ΔP_c)

La caída de presión total en la coraza es la suma de la fricción experimentada por el flujo al cruzar el banco de tubos repetidas veces. Kern modela esto utilizando un factor de fricción de Fanning modificado (f), que se obtiene empíricamente de la Figura 29 de su libro.

La ecuación teórica incluye el número de veces que el fluido cruza el haz de tubos, representado por el término (Nb + 1), donde Nb es el número de deflectores

$$\Delta P_c = \frac{\left(f \cdot G_c^2 \cdot D_c \cdot (N_b + 1)\right)}{(2 \cdot \rho \cdot D_e \cdot \emptyset_c)}$$

Ec (1.58)

$$\emptyset_c = \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$$

Ec (1.59)

1.28. Desarrollo matemático de los tubos

El modelado matemático para el fluido que circula por el interior del haz de tubos se fundamenta en la mecánica de fluidos clásica para conductos cilíndricos. A diferencia del lado de la coraza, donde el flujo es transversal y experimenta múltiples derivaciones, el interior de los tubos presenta un flujo confinado unidimensional. El objetivo de este desarrollo es determinar el coeficiente convectivo interno (hi) y la caída de presión (ΔP_t) asociados a la geometría del equipo.

Área de Flujo de los Tubos (At) y Velocidad Másica (Gt)

En un intercambiador de calor, el fluido no viaja por un solo tubo, sino que su masa total se divide equitativamente entre todos los tubos disponibles en un mismo "paso". Si el equipo tiene múltiples pasos (n), el fluido es obligado a dar "idas y vueltas", lo que reduce el área disponible y fuerza al fluido a viajar más rápido.

El área de flujo transversal efectiva (At) se define como la suma del área interna de la fracción de tubos por los que el fluido pasa simultáneamente:

$$A_t = \frac{(N_t \cdot \pi \cdot d_i^2)}{(4 \cdot n)}$$

Ec (1.60)

Donde:

Nt= Número total de tubos en el intercambiador.

Di= Diámetro interno de cada tubo.

N= Número de pasos por los tubos.

Con esta área, se calcula la velocidad másica real del fluido en los tubos (Gt)

$$G_t = \frac{m_t}{A_t}$$

Ec (1.61)

Dinámica de Fluidos (Número de Reynolds, Re t)

El régimen de flujo determina el mecanismo dominante de transferencia de calor (conducción pura en régimen laminar o convección forzada en régimen turbulento). Se evalúa utilizando el diámetro interno físico de los tubos, sin necesidad de recurrir a diámetros equivalentes ficticios:

$$Re_t = \frac{d_i * G_t}{\mu_t}$$

Ec (1.62)

μ_t: Viscosidad dinámica del fluido a temperatura promedio en los tubos

Transferencia de Calor y Coeficiente Interno (hi) - Régimen de Transición

Dado que el fluido presenta un Número de Reynolds en el rango de 2100 < Re t < 10000, el flujo se encuentra operando en la zona de transición. En este régimen hidrodinámico, las líneas de corriente son inestables y el fluido alterna erráticamente entre un comportamiento laminar ordenado y brotes intermitentes de turbulencia.

Para determinar el Número de Nusselt (Nu) en este escenario, la literatura térmica emplea la Correlación de Hausen, la cual está calibrada matemáticamente para modelar la caída abrupta de eficiencia térmica que ocurre al descender de Re = 10000. Esta ecuación es fundamental porque conserva el factor de corrección de pared, ajustando

la distorsión del perfil de velocidades, e introduce un factor geométrico para compensar el desarrollo del flujo

$\left(Re_t^{\frac{2}{3}} - 125\right)$: Es el término de amortiguamiento matemático de Hausen. Obliga al Número de Nusselt a desplomarse rápidamente al acercarse al límite laminar de 2100.

$\left[1 + \left(\frac{d_i}{L}\right)^{\frac{2}{3}}\right]$: Es la corrección geométrica por el "efecto de entrada". Al entrar al tubo, la capa límite hidrodinámica es muy delgada y transfiere calor muy bien; este factor modela esa ventaja térmica en función de la longitud (L) y el diámetro interno (di)

$$Nu_t = 0.116 \cdot \left(Re_t^{\frac{2}{3}} - 125\right) \cdot \mathrm{Pr}^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_w}\right)^{0.14} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_i}{L}\right)^{\frac{2}{3}}\right]$$

Ec (1.63)

$$h_i = \frac{(Nu_t \cdot k_t)}{d_i}$$

Ec (1.64)

Caída de Presión en los Tubos (ΔP_t)

La energía mecánica que el sistema de bombeo debe suministrar para vencer la resistencia interna del equipo se divide en dos componentes fundamentales: la fricción longitudinal a lo largo de las paredes rectas de los tubos, y las pérdidas singulares causadas por las expansiones, contracciones y cambios bruscos de dirección (180°) cada vez que el fluido rebota en los cabezales para iniciar un nuevo paso.

La ecuación total de diseño para cuantificar este requerimiento manométrico se modela de la siguiente manera:

$$\Delta P_t = \frac{(f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n)}{(2 \cdot \rho \cdot d_i \cdot \emptyset_t)} + \frac{(4 \cdot n \cdot G_t^2)}{(2 \cdot \rho)}$$

Ec (1.65)

Análisis de los componentes de la ecuación

Primer término (Fricción en tubo recto): Cuantifica la pérdida de energía mecánica primaria producida por el esfuerzo cortante del fluido contra la pared interna. Utiliza el factor empírico de fricción de Fanning (f), la longitud física del tubo (L), la densidad

del fluido (ρ) y está directamente dictada por el número de pasos (n). Este término se encuentra afectado por el factor de corrección ϕt=(μt/μw)0.14 para ajustar la deformación del perfil de velocidades generada por el gradiente de viscosidad en la pared del tubo.

Segundo término (Pérdidas de retorno): Modela la energía cinética disipada por la geometría de los cabezales. Empíricamente, el Método de Kern simplifica el caos hidrodinámico de las contracciones y giros asignando una penalización equivalente a cuatro cargas de velocidad (4·Gt2/2ρ) por cada paso que da el fluido (n).

Consideraciones Hidrodinámicas para Configuraciones Modulares (Arreglo 1-1 vs. 1-2)

Desde la perspectiva del diseño físico y operativo, la transición de una configuración unidireccional (1-1) a un arreglo de múltiples pasos (como el 1-2) introduce una penalización hidrodinámica crítica que el modelo matemático captura a través de la velocidad másica (Gt).

Al reconfigurar el equipo a dos pasos (n=2), la totalidad del caudal másico es forzada a circular a través de la mitad del área transversal originalmente disponible. Por el principio de continuidad, esto duplica la velocidad del fluido en el interior de los conductos. Dado que la ecuación matemática demuestra que la caída de presión es función del cuadrado de esta velocidad (Gt2) y, de manera simultánea, la distancia de viaje se duplica por el factor n, la transición geométrica genera un incremento exponencial en la resistencia al flujo. Teóricamente, esto resulta en una caída de presión aproximadamente ocho veces mayor en la configuración 1-2 respecto a la 1-1, lo cual constituye el principal compromiso ingenieril del diseño modular: inducir turbulencia para elevar la eficiencia térmica a costa de un aumento drástico en la demanda de potencia de la bomba.

1.29. Diseño por el método de Bell-Delaware

Históricamente, los métodos de diseño iniciales asumían el interior de un intercambiador de calor como una "caja negra" donde el fluido se comportaba de manera ideal, fluyendo transversalmente sobre los tubos sin perturbaciones. Sin

embargo, en la práctica de la ingeniería mecánica, la fabricación y el ensamblaje de un intercambiador de tubos y coraza exigen tolerancias dimensionales obligatorias (holguras). Los tubos deben poder deslizarse a través de los agujeros de los deflectores sin rayarse, el haz de tubos completo debe introducirse en la coraza cilíndrica.

El Método de Bell-Delaware, desarrollado a partir de extensos programas de investigación en la Universidad de Delaware, representa el estándar industrial mecanicista porque reconoce y cuantifica matemáticamente estas imperfecciones. Su fundamento teórico descansa sobre el Modelo de Corrientes de Tinker (1951), el cual postula que, debido a los gradientes de presión generados por los deflectores, el fluido busca el camino de menor resistencia y se divide en cinco trayectorias o "corrientes" distintas, de las cuales solo una transfiere calor de manera óptima.

Las Corrientes de Tinker

Corriente B (Flujo Principal)

Es la fracción del fluido que cruza verdaderamente en forma perpendicular sobre el haz de tubos. Es la única responsable de una transferencia de calor altamente eficiente.

Corriente A (Fuga Tubo-Deflector)

Fluido que se escabulle a través del pequeño espacio anular entre la pared exterior de cada tubo y el agujero perforado en el deflector.

Corriente C (Derivación del Haz o Bypass)

Fluido que fluye por el espacio perimetral libre entre el límite exterior del arreglo de tubos y la pared interna de la coraza.

Corriente E (Fuga Coraza-Deflector)

Fluido que escapa por la holgura diametral existente entre el borde exterior del disco del deflector y la pared interna de la coraza.

Corriente F (Derivación por Partición de Pasos)

Si el intercambiador tiene múltiples pasos por los tubos, el fluido de la coraza puede canalizarse a través de los "carriles" vacíos que dejan las placas divisorias de paso.

El objetivo geométrico del Método de Bell-Delaware es calcular el área exacta de paso de cada una de estas corrientes para poder determinar posteriormente, qué porcentaje del caudal total se está desperdiciando.

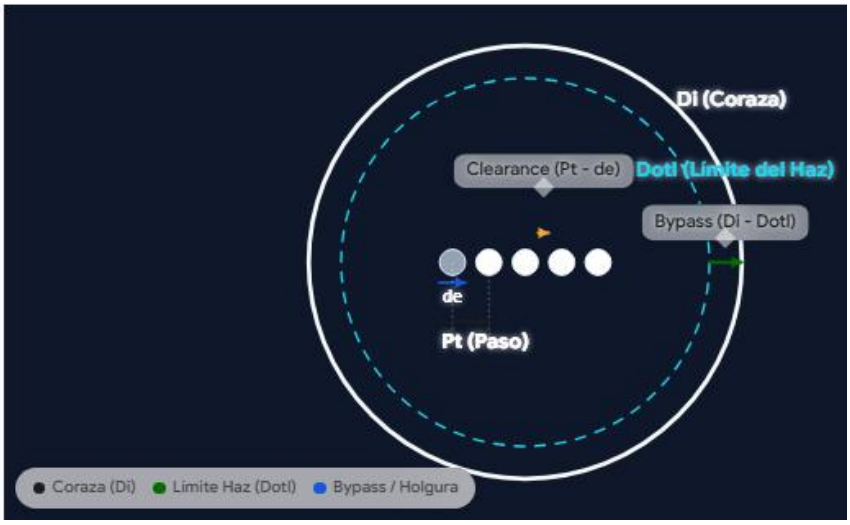
1.30. Desarrollo matemático de la coraza

Determinación Analítica de las Secciones de Flujo (Áreas S)

Para que las iteraciones numéricas sean precisas, el diseño parte de la geometría base del intercambiador: diámetro interior de la coraza (Di), diámetro exterior de los tubos (de), pitch (Pt), espaciado central entre deflectores (B) y el corte del deflector (Bc), expresado como fracción decimal, ej. 0.25 para 25%).

Sección de flujo transversal puro (S cr)

Figura 1-26 Sección de flujo transversal puro



Fuente: Elaboración propia

$$S_{cr} = B \cdot \left[D_i - D_{otl} + \frac{(D_{otl} - d_e)}{P_t} * (P_t - d_e) \right]$$

Ec (1.66)

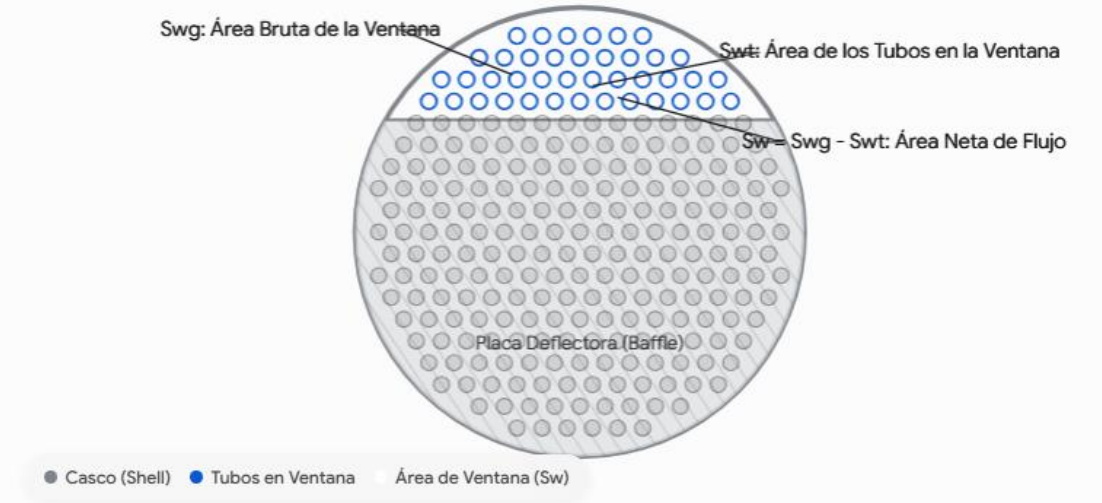
Donde

D otl= Diámetro del límite exterior de los tubos (Outer Tube Limit). Es el diámetro del círculo que circunscribe el haz de tubos.

Sección de flujo en la ventana del deflector (Sw)

Es el área por donde el fluido cambia de dirección y avanza a la siguiente sección. Es la diferencia entre el área total de la ventana (Swg) y el área ocupada por los tubos en esa ventana (Swt).

Figura 1-27 Sección de flujo en la ventana del deflector



Fuente: Elaboración propia

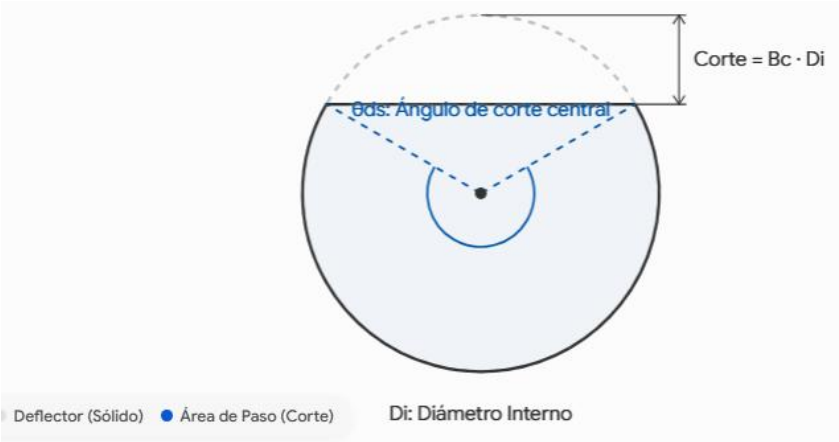
$$S_w = S_{wg} - S_{wt}$$

Ec (1.67)

Ángulo de corte del deflector (θds)

Es el ángulo central que define geométricamente la abertura del deflector en función de su porcentaje de corte (Bc), estableciendo el límite físico por donde el fluido cruza a la siguiente sección del intercambiador.

Figura 1-28 Ángulo de corte del deflector



Fuente: Elaboración propia

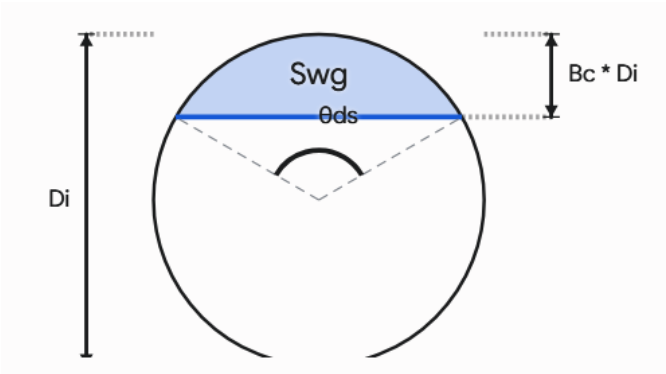
$$\theta_{ds} = 2 * \arccos(1 - 2 * B_c)$$

Ec (1.68)

Área bruta de la ventana (Swg)

Es la superficie plana total del segmento circular abierto en la coraza, calculada antes de descontar el espacio físico que ocupan los tubos que atraviesan esta región de paso.

Figura 1-29 Área bruta de la ventana



Fuente: Elaboración propia

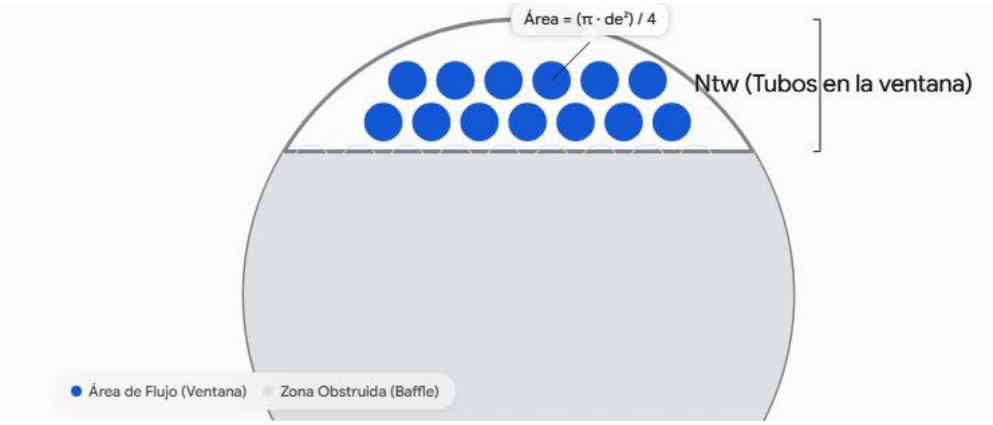
$$S_{wg} = \frac{(D_i^2)}{8}\left(\theta_{ds} - sin(\theta_{ds})\right)$$

Ec (1.69)

Área ocupada por los tubos (Swt)

Es la sumatoria de las áreas transversales externas de los tubos ubicados dentro de la ventana del deflector, representando la barrera sólida que restringe el área real de flujo para el fluido en esa zona.

Figura 1-30 Área ocupada por los tubos



Fuente: Elaboración propia

$$S_{wt} = N_{tw} \cdot \frac{(\pi \cdot d_e^2)}{4}$$

Ec (1.70)

Cálculo del número de tubos en la ventana (N tw)

El parámetro cuantifica la cantidad de tubos contenidos dentro del área de corte del deflector (ventana). Se determina mediante la siguiente relación:

$$N_{tw} = F_w * N_t$$

Ec (1.71)

Determinación de la fracción de ventana (Fw)

La fracción de ventana representa la relación entre el área de la ventana del deflector y el área total de la sección transversal de la carcasa. Su cálculo se deriva de la geometría del corte del deflector mediante las siguientes expresiones:

Fracción de área de la ventana (Fw)

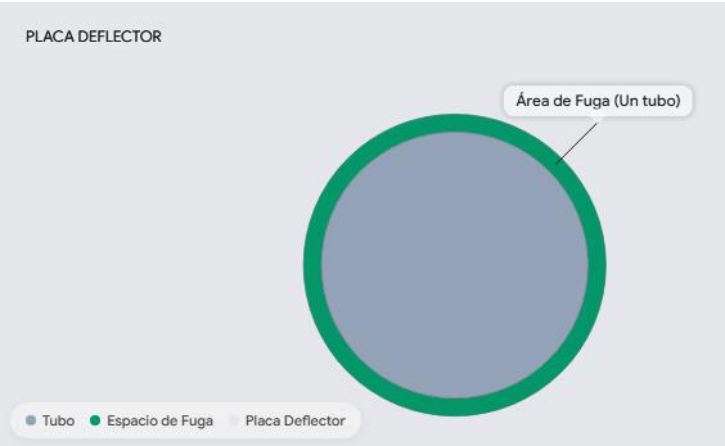
$$F_w = \frac{(\theta_{ds} - \sin(\theta_{ds}))}{2 * \pi}$$

Ec (1.72)

Sección de fuga tubo-deflector (Stb)

Esta es el área por donde pasa la "Corriente A". Es el espacio anular que queda entre cada tubo y el agujero perforado en el deflector.

Figura 1-31 Sección de fuga tubo-deflector



Fuente: Elaboración propia

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} [(d_e + L_{tb})^2 - d_e^2] \cdot N_{tc}$$

Ec (1.73)

Donde:

Ltb= Holgura diametral entre el tubo y el agujero del deflector (Clearance tubo-deflector)

Número efectivo de tubos en flujo cruzado puro (Ntc)

Representa la matriz de tubos ubicada exclusivamente en la zona central entre los deflectores. Al recibir el impacto perpendicular del fluido, esta es la región de máxima eficiencia térmica y un parámetro esencial para calcular el área real de flujo transversal en la coraza.

$$N_{tc} = N_t - 2 * N_{tw}$$

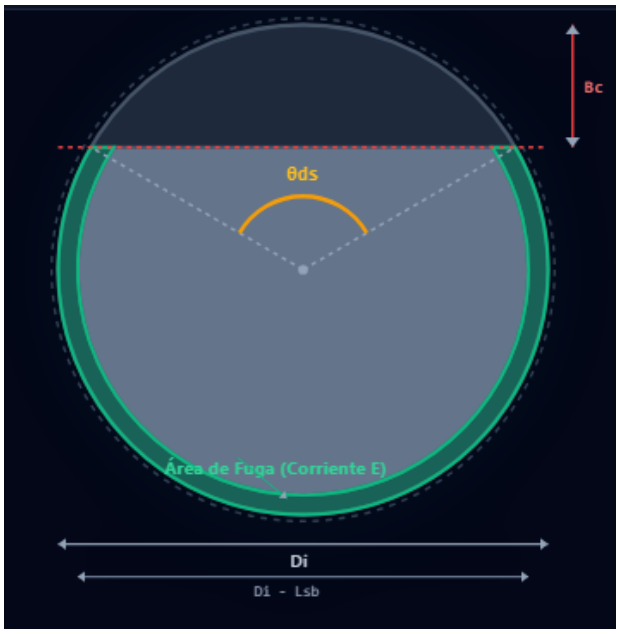
Ec (1.74)

Sección de fuga coraza-deflector (Ssb)

Es el área por donde pasa la "Corriente E", bordeando el límite del deflector contra la coraza. **Solo ocurre en la porción del deflector que no está cortada**

El factor $\left(1 - \frac{\theta_w}{2\pi}\right)$ representa la fracción del perímetro de la coraza que realmente está en contacto con la placa del deflector.

Figura 1-32 Sección de fuga coraza-deflector



Fuente: Elaboración propia

$$S_{sb} = \frac{(\pi \cdot D_i \cdot L_{sb})}{2} \cdot \left(1 - \frac{\theta_{ds}}{2\pi}\right)$$

Ec (1.75)

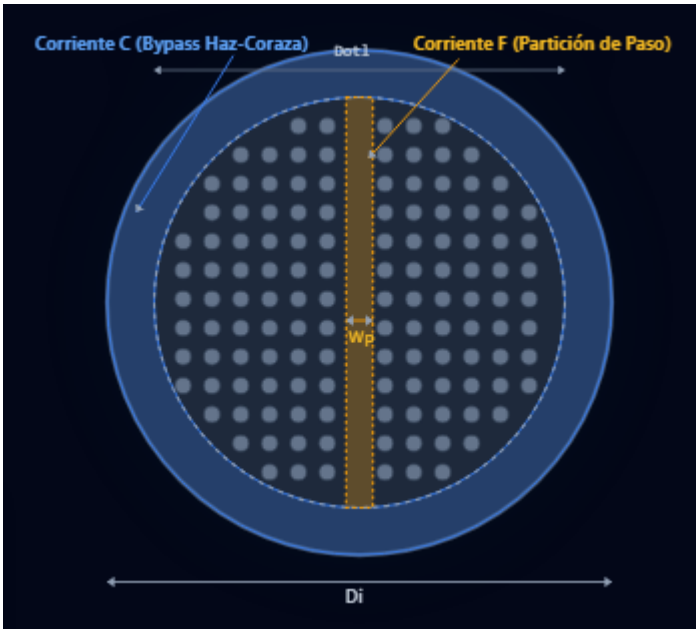
Donde

Lsb= Holgura diametral entre la coraza y el deflector

Sección de derivación o bypass del haz (Sbp)

Es el área de la Corriente C y F. Ocurre en el espacio libre entre el límite del haz de tubos (D otl) y la pared interna de la coraza, y a través de los carriles que dejan los divisores de paso.

Figura 1-33 Sección de derivación o bypass del haz



Fuente: Elaboración propia

$$S_{bp} = B \cdot \left[(D_i - D_{otl}) + \frac{1}{2} N_p \cdot W_p\right]$$

Ec (1.76)

Donde:

Np = Número de pasos de tubos.

Wp = Ancho de la partición de los pasos de tubos. Es el espacio libre que queda en el haz de tubos para permitir el giro del fluido de un paso a otro.

B = Espaciado entre deflectores

Relaciones Adimensionales de Área en la Coraza

Fracción de Fuga por la Coraza (r s)

Esta relación evalúa la distribución interna de las fugas que atraviesan los deflectores. Compara el área de fuga entre la coraza y el deflector (Ssb, Corriente E) con el área de fuga total a través del deflector (Ssb + Stb).

$$r_s = \frac{S_{sb}}{(S_{sb} + S_{tb})}$$

Ec (1.77)

Relación de Área de Fuga Total (r lm)

Esta variable mide la magnitud total del "camino fácil" a través del deflector frente al "camino difícil" (el flujo cruzado ideal).

$$r_{lm} = \frac{(S_{sb} + S_{tb})}{S_{cr}}$$

Ec (1.78)

Relación de Área de Derivación o Bypass (r b)

Evalúa la tendencia del fluido a rodear el haz de tubos por los costados en lugar de atravesarlo.

$$r_b = \frac{S_{bp}}{S_{cr}}$$

Ec (1.79)

Velocidad másica de la coraza (Gc)

Se calcula asumiendo imaginariamente que todo el flujo cruza el haz de tubos sin fugas ni derivaciones.

$$G_c = \frac{m_c}{S_{cr}}$$

Ec (1.80)

Número de Reynolds de la coraza Re c

$$Re_c = G_c * \frac{d_e}{\mu_c}$$

Ec (1.81)

de= Diámetro externo de los tubos.

Este es un error muy común en diseño en la coraza, la longitud característica para el flujo cruzado no es un diámetro hidráulico equivalente de la coraza, sino el diámetro externo de los tubos que actúan como el obstáculo que el fluido debe esquivar.

Transferencia de calor en la coraza (hc)

La ecuación principal para calcular el coeficiente de película real del lado de la coraza es

$$h_c = h_{id} \cdot J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_s \cdot J_r$$

Ec (1.82)

Coeficiente Ideal de Flujo Cruzado (h id)

Representa la transferencia de calor si toda la masa de fluido fuera la "Corriente B". Se calcula usando el número de Reynolds de la coraza Ec (1.43) evaluado en el centro del haz:

$$h_{id} = j_i \cdot c_{p\,c} \cdot G_c \cdot \left(\frac{k_c}{(c_{P\,c} \cdot \mu_c)}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_c}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

Ec (1.83)

Donde:

j_i= Factor de corrección de Colburn para el lado de la coraza

$c_{p\,c}$= Calor específico del fluido en el lado de la coraza (capacidad calorífica a presión constante)

k c = Conductividad térmica del fluido en el lado de la carcasa

μ_c= Viscosidad del fluido en el lado de la coraza a la temperatura media del fluido

μ_w=Viscosidad del fluido en el lado de la coraza evaluada a la temperatura de la pared del tubo.

Factor de Colburn para Transferencia de Calor Ideal (ji)

Dentro de la arquitectura del método de Bell-Delaware, la determinación del coeficiente de transferencia de calor en el lado de la coraza inicia con el cálculo de una condición de referencia denominada "flujo ideal". El parámetro fundamental para este cálculo es el Factor de Colburn (ji), una cantidad adimensional que caracteriza la eficiencia del transporte de energía térmica en un haz de tubos sometido a flujo cruzado puro.

A diferencia de los métodos simplificados, el factor ji en Bell-Delaware no se obtiene de una sola curva universal, sino que se define mediante correlaciones empíricas de tipo potencial que responden a la configuración geométrica específica del arreglo de tubos (triangular, cuadrado o cuadrado rotado). La expresión general para su cálculo es:

$$J_i = a_1 * Re_c^{a2}$$

Ec (1.84)

Donde:

Re c= Número de Reynolds de la coraza

a1 y a2: Son coeficientes experimentales que dependen del ángulo del arreglo y del régimen de flujo. El coeficiente a1 actúa como un factor de escala de la intensidad de transferencia, mientras que el exponente a2 determina la sensibilidad del factor ante cambios en la turbulencia del sistema.

Tabla 1-7 constantes para arreglo triangular de 60º

Constantes para arreglo triangular de 60º	
a1	0,321
a2	-0,388
a3	1,187
a4	0,37

Fuente: Serth, R. W. (2007). ***Process Heat Transfer: Principles and Applications*****. Academic Press.** ***(Los coeficientes de Bell-Delaware se encuentran detallados en el Capítulo 8).***

Equivalencia con el Número de Prandtl

El término $\left(\frac{k_c}{(c_{P\,c}\cdot\mu_c)}\right)^{\frac{2}{3}}$ representa la inversa del Número de Prandtl elevado a la potencia de dos tercios. Por definición termodinámica, el Número de Prandtl relaciona la difusividad de momento (viscosidad cinemática) con la difusividad térmica:

Factor de Configuración del Deflector (Jc)

Toma en cuenta la transferencia de calor que ocurre en las zonas de ventana (donde el flujo es longitudinal a los tubos). Se calcula puramente por la geometría

$$J_c = 0.55 + 0.72 * F_c$$

Ec (1.85)

Fracción de tubos en flujo cruzado

$$F_c = \frac{N_{tc}}{N_t}$$

Ec (1.86)

Factor de Fuga de los Deflectores (Jl)

Penaliza el coeficiente debido a las corrientes de fuga A y E que no interactúan de forma eficiente con todo el haz de tubos.

$$J_l = 0.44(1 - r_s) + [1 - 0.44(1 - r_s)] * exp(-2.2r_{lm})$$

Ec (1.87)

Factor de Bypass del Haz (J b)

Penaliza el bypass de las corrientes C y F. Su valor analítico depende fuertemente de si se colocan o no tiras de sellado, en este caso el diseño no incluye las tiras de sellado, reduciendo la fórmula y quedando de la siguiente manera

$$J_b = \exp(-C * r_b)$$

Ec (1.88)

Donde

C = 1.35 para Re c <100, y C = 1.25 para Re c > 100

Factor de Espaciamiento Desigual de los Deflectores Extremos (Js)

El factor de corrección por espaciado desigual de deflectores ajusta el coeficiente de transferencia de calor global para compensar las caídas de velocidad del fluido que ocurren cuando el espaciado en las zonas de las boquillas de entrada y salida (Lbi, Lbo) es mayor que el espaciado central (Lbc), una práctica de diseño común para acomodar mecánicamente las conexiones. Esta ampliación del área transversal disminuye la velocidad local del fluido de la carcasa, mermando la eficiencia convectiva en los extremos y resultando en un factor de penalización térmico (Js < 1). Sin embargo, en el caso donde el diseño constructivo permite mantener una separación exactamente

igual a lo largo de todo el intercambiador (Lbi = Lbo = Lbc), el perfil de velocidades y la transferencia de calor se mantienen uniformes en todo el equipo; bajo este escenario, no existe pérdida de eficiencia por asimetría geométrica y el factor asume su valor máximo ideal de Js = 1.

Factor de Gradiente Adverso (Jr)

Solo afecta a flujos muy laminares debido a que la falta de turbulencia impide el mezclado.

Para Re c > 100: Jr = 1.0

Para Re c < 20: Jr = (10 / N rc)^0.18. (Con interpolación lineal entre 20 y 100). N rc es el número total de filas de tubos cruzadas.

Caída de presión en la coraza (ΔPc)

De igual manera que la transferencia térmica, la caída de presión requiere el uso de factores de corrección análogos denominados ζ (zeta) o ξ (xi). La presión en la coraza es la suma analítica de tres zonas:

$$\Delta p_c = \Delta p_s + \Delta p_w + \Delta p_e$$

Ec (1.89)

La expansión matemática a resolver es:

$$\Delta p_c = \left[(N_b - 1) * \Delta P_{\{b,id\}} * R_b + N_b * \Delta P_{\{w,id\}}\right] R_l + 2\Delta P_{\{b,id\}} \left(1 + \frac{N_{\{r,cw\}}}{N_{\{r,cc\}}}\right) R_b R_s$$

Ec (1.90)

$\Delta p_{\{b,id\}}$= Caída de presión ideal en la zona de flujo cruzado puro (el espacio central entre dos deflectores). Se calcula como si el fluido cruzara un banco de tubos ideal sin fugas.

$\Delta p_{\{w,id\}}$= Caída de presión ideal al pasar por la zona de la ventana de un deflector.

Nb = Número total de deflectores instalados en el intercambiador. Por ende, (Nb - 1) es el número de secciones transversales completas de flujo cruzado entre deflectores.

R_b (Factor de Bypass) = Corrige la caída de presión por el fluido que se desvía por el espacio entre el límite exterior del haz de tubos y la pared interna de la carcasa.

R_l (Factor de Fugas) = Corrige la caída de presión considerando el fluido que se escapa por las holguras (espacios libres) entre los tubos y los agujeros de los deflectores, y entre el borde de los deflectores y la carcasa.

R_s (Factor de Espaciado Desigual) = Corrige la caída de presión en las zonas de entrada y salida si el espaciado de los deflectores en los extremos es diferente al espaciado central.

N r,cw = Número de filas efectivas de tubos cruzadas en la zona de la ventana.

N r,cc = Número de filas efectivas de tubos cruzadas en la zona central de flujo cruzado.

Componentes Ideales de Caída de Presión

Caída de presión en flujo cruzado ideal ($\Delta p_{\{b,id\}}$)

Representa la pérdida de presión que sufriría el fluido si atravesara el banco de tubos en la sección central del intercambiador sin ninguna fuga. Se calcula usando la ecuación clásica de pérdida de carga para bancos de tubos:

$$\Delta p_{\{b,id\}} = \frac{\left(2 \cdot f_{id} \cdot G_c^2 \cdot N_{r,cc}\right)}{\left(\rho_c \cdot \left(\frac{\mu_c}{\mu_w}\right)^{0.14}\right)}$$

Ec (1.91)

Donde:

f id: Factor de fricción ideal para el banco de tubos

N r,cc: Número efectivo de filas de tubos cruzadas en un solo paso de flujo transversal (entre las puntas de los deflectores).

ρ_c: Densidad del fluido en la coraza.

Gc: Velocidad másica en el área transversal mínima (Scr)

Factor de fricción ideal

Es la resistencia teórica que el haz de tubos opone al paso del fluido. Se llama "ideal" porque asume un escenario perfecto donde el 100% del agua cruza los tubos, sin escaparse por holguras ni desviarse por las paredes. Depende de qué tan juntos estén los tubos (relación Pt/de) y del nivel de turbulencia (Re c).

$$f_{id} = b_1 * \left(\frac{1{,}33}{\frac{P_t}{d_e}} \right)^{b} * {Re_s}^{b_2}$$

Ec (1.92)

Número efectivo de filas de tubos cruzadas en un solo paso de flujo transversal

Es la cantidad de paredes de tubos que el agua tiene que atravesar perpendicularmente de forma obligatoria mientras viaja por la zona central de la coraza, moviéndose desde la punta de un deflector hasta la punta del siguiente.

$$N_{r,cc} = \frac{D_e * (1 - 2 * Bc)}{0{,}5 * P_t}$$

Ec (1.93)

Caída de presión ideal en la ventana $(\boldsymbol{\Delta p_{\{w,id\}}})$

Al llegar a la ventana, el fluido cambia de dirección longitudinalmente y cruza algunos tubos. Esta ecuación suma la pérdida por fricción cruzando los tubos de la ventana y la pérdida dinámica por el giro:

$$\Delta p_{\{w,id\}} = \frac{mc * \left(2 + 0.6 * N_{r,cw}\right)}{(2 * \rho_c * S_{cr} \cdot S_w)} .$$

Ec (1.94)

Donde:

Gw: Velocidad másica geométrica media en la ventana. Para evitar iteraciones complejas, se calcula como

N r,cw: Número efectivo de filas de tubos en la zona de la ventana.

Número efectivo de filas de tubos en la zona de la ventana (N r,cw)

Es la cantidad de filas de tubos que el fluido tiene que atravesar obligatoriamente mientras pasa por el espacio libre (la ventana) del deflector para poder avanzar hacia el siguiente compartimento de la coraza.

$$\mathrm{N_{r,cw}} = \frac{0{,}8 * Bc * De}{P_{pp}}$$

Ec (1.95)

Paso paralelo al flujo (Ppp): Es la distancia física real que separa una fila de tubos de la siguiente, medida exactamente en la misma dirección en la que viaja el fluido. No siempre es igual al paso estándar (Pt); por ejemplo, en el diseño con arreglo triangular rotado de 60°, esta distancia entre filas es la mitad del paso normal.

$$P_{pp} = 0.5 * P_t$$

Ec (1.96)

Área de Bypass (Sb)

Es el pasillo libre que queda entre el borde exterior de tu haz de tubos (D otl) y la pared interna de la coraza (Di). Representa el camino más fácil por donde el fluido se escapa en línea recta sin chocar con los tubos, lo que lamentablemente reduce la transferencia de calor.

$$S_b = B * (Di - D_{otl})$$

Ec (1.97)

Área de fuga total (Sl)

Es la suma de todos los pequeños huecos mecánicos (holguras) por donde el fluido se escurre para acortar camino. Incluye el espacio entre los tubos y sus agujeros en el deflector (Stb), más la separación entre el borde circular del deflector y la coraza (Ssb).

$$S_l = S_{tb} + S_{sb}$$

Ec (1.98)

Factores de Corrección de Presión (R)

Estos factores se programan directamente a partir de las áreas (S)

Factor de corrección por bypass (R_b)

El fluido que se desvía por el espacio entre el haz de tubos y la coraza (Corriente C) no sufre la fricción de cruzar los tubos. Por lo tanto, reduce la caída de presión en la sección transversal.

$$R_b = exp(-D \cdot r_b)$$

Ec (1.99)

D= asume valores de 4.5 para flujo laminar Re c<100 y 3.7 para turbulento (Re c > 100).

Factor de corrección por fugas (R_l)

Las corrientes A y E (fugas por los orificios y el borde del deflector) actúan como válvulas de alivio de presión continuas a lo largo de todo el intercambiador. Por lo tanto, este factor penaliza tanto a la sección transversal como a la ventana

$$R_l = exp\left(-1.33(1 + r_s)r_{lm}^{p}\right)$$

Ec (1.100)

$$p = -0.15(1 + r_s) + 0.8$$

Ec (1.101)

Factor de espaciamiento desigual (R_s)

Normalmente, el espacio entre el primer deflector y la placa tubular (y el último deflector) se diseña más grande para acomodar las boquillas de entrada y salida sin causar velocidades erosivas. Un espacio mayor significa menor velocidad en consecuencia, mucha menor caída de presión local.

Pero para diseños donde el espacio entre deflectores es constante de principio a fin por lo que $R_s = 1$

1.31. Desarrollo matemático de los tubos

Modelo Geométrico y Dinámico del Flujo

Sección de flujo transversal en los tubos (St):

Es el área total disponible para que el fluido viaje en un solo paso.

$$S_t = \left(\frac{N_t}{N_p}\right) \cdot \frac{(\pi \cdot d_i^2)}{4}$$

Ec (1.102)

Nt: Número total de tubos.

Np: Número de pasos por los tubos (1, 2, 4, 6, etc.).

Velocidad másica (Gt) y Velocidad lineal (vt):

$$G_t = \frac{m_t}{S_t}$$

Ec (1.103)

$$v_t = \frac{G_t}{\rho_t}$$

Ec (1.104)

Donde:

$\rho_t =$ es la densidad del fluido en los tubos a la temperatura media

Número de Reynolds (Re t) y Número de Prandtl (Pr t)

$$Re_t = \frac{G_t * di}{\mu_t}$$

Ec (1.62)

$$\mathrm{Pr}_t = \frac{Cp_t * \mu_t}{k_t}$$

Ec (1.105)

Coeficiente de transferencia de calor interno (ht)

$$h_t = \frac{Nu_t * k_t}{di}$$

Ec (1.106)

Número de Nusselt

Para régimen turbulento se usa la ecuación de Dittus-Boelter

$$Nu_t = 0.023 \cdot Re_t^{0.8} * \mathrm{Pr}_t^n$$

Ec (1.107)

Donde

n= es 0.4 si el fluido en los tubos se está calentando, o 0.3 si se está enfriando

Para régimen laminar se usa la ecuación de Sieder-Tate para tubos cortos o flujo desarrollado, la cual considera el efecto de la viscosidad en la pared

$$Nu_t = 1.86 \cdot \left(\frac{(Re_t \cdot \mathrm{Pr}_t \cdot d_i)}{L_{\{tubo\}}}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

Ec (1.108)

Caída de presión en los tubos (ΔPt)

La caída de presión en el lado de los tubos es la suma analítica de la fricción del fluido viajando por los tramos rectos, más las pérdidas de carga localizadas que ocurren cuando el fluido choca contra los cabezales y cambia de dirección (retornos).

$$\Delta p_t = \Delta p_{\{recto\}} + \Delta p_{\{retorno\}}$$

Ec (1.109)

La ecuación general expresada en función de la carga de velocidad es:

$$\Delta p_t = \frac{(\rho_t \cdot v_t^2)}{2} \cdot \left(f_D \cdot \frac{\left(L_{\{tubo\}} \cdot N_p\right)}{d_i} + K_{\{ret\}} \cdot N_p \right)$$

Ec (1.110)

Donde

L tubo*Np: Es la longitud total que recorre una partícula de fluido de principio a fin.

K ret: Es el coeficiente de pérdida por retorno. Analíticamente, se asume que un paso de tubo (entrada y salida de cabezales) causa una pérdida equivalente a 4 cargas de velocidad (K ret = 4). Para un flujo muy turbulento, algunos autores recomiendan usar K ret=4 a 5.

Cálculo del Factor de Fricción (fD)

$$\frac{1}{\sqrt{f_D}} = -1.8 \cdot log_{10}\left[\left(\frac{\frac{\epsilon}{d_i}}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re_t} \right]$$

Ec (1.111)

Donde

fD: Factor de fricción de Darcy.

ϵ = Rugosidad absoluta del material del tubo

$\frac{\epsilon}{d_i}$ = Rugosidad relativa.

(Si el flujo es laminar, Re t < 2300, el factor de fricción es simplemente analítico: fD = 64 / Re t).

1.32. El método ε-NTU para el análisis de intercambiadores de calor

En el diseño y evaluación térmica de intercambiadores de calor, existen dos enfoques principales: el método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (LMTD) y el método Efectividad-Número de Unidades de Transferencia (ε-NTU). Mientras que el método LMTD requiere procesos iterativos cuando las temperaturas de salida son desconocidas, el método ε-NTU permite determinar de manera directa la tasa de transferencia de calor y las temperaturas de salida basándose únicamente en las

temperaturas de entrada, las tasas de capacidad calorífica de los fluidos y los parámetros constructivos del equipo.

En el método ε-NTU, la tasa de transferencia de calor (q) desde el fluido caliente al fluido frío se define matemáticamente como:

$$q = \varepsilon * C_{min} * \Delta T_{max}$$

Ec (1.107)

Donde:

ε= Efectividad del intercambiador de calor

C_{min}=Tasa de capacidad calorífica mínima

$$\Delta T \text{ max} = (T1-t1)$$

La relación funcional general que gobierna a un intercambiador de calor de transferencia directa establece que la efectividad depende de tres grupos adimensionales:

$$\varepsilon = f(NTU, C^*, \text{arreglo de flujo})$$

Parámetros Fundamentales del Método

Tasas de Capacidad Calorífica (C y C*)

La tasa de capacidad calorífica de un fluido (C) es el producto de su flujo másico (m) y su calor específico a presión constante (cp). De los dos fluidos presentes en el intercambiador, el que posea el valor menor se denomina Cmin y el mayor Cmax

La relación de capacidad calorífica (C*) es un parámetro operativo adimensional definido como:

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

Ec (1.108)

$$C_{min} = m_1 * Cp_{min}$$

Ec (1.109)

$$C_{max} = m_2 * Cp_{max}$$

Ec (1.110)

El valor de C* varía entre 0 y 1. Un equipo se considera "balanceado" cuando C* = 1. Un caso extremo y de vital importancia termodinámica ocurre cuando un fluido sufre

un cambio de fase puro (condensación o evaporación a temperatura constante); en este escenario, la variación de temperatura es nula, por lo que su calor específico efectivo tiende al infinito, haciendo que Cmax= infinito, por lo tanto, C* = 0

Transferencia de Calor Máxima Posible (qmax)

Para definir la eficiencia térmica del equipo, primero se debe establecer un límite termodinámico. El calor máximo posible (qmax) se lograría en un intercambiador de calor "perfecto" a contracorriente con un área superficial infinita, cero fugas y cero conducciones de calor longitudinal en la pared. En tal condición límite, el fluido con la tasa de capacidad calorífica más pequeña (Cmin) experimentaría el cambio máximo de temperatura, alcanzando la temperatura de entrada del otro fluido. Por consiguiente:

$$q_{max} = C_{\min} * \Delta T_{\max}$$

Ec (1.111)

Efectividad del Intercambiador de Calor (ε)

La efectividad térmica (ε) es una medida adimensional del rendimiento térmico del intercambiador. Utilizando explícitamente el principio de la Primera Ley de la Termodinámica (conservación de energía), se define como la relación entre la tasa real de transferencia de calor y el calor máximo posible:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}}$$

Ec (1.112)

Es importante destacar que el término "efectividad" se utiliza para distinguirlo del término convencional "eficiencia", ya que dentro de un intercambiador de calor no existe conversión de un tipo de energía a otro, sino únicamente una transferencia térmica. El valor de ε oscila siempre entre 0 y 1. En función de las temperaturas operativas, la ecuación de efectividad se expresa como:

$$\varepsilon = \frac{\left(C_{pc}(T_1 - T_2)\right)}{\left(C_{min}(T_1 - t_1)\right)} = \frac{\left(C_{pf}(t_2 - t_1)\right)}{\left(C_{min}(T_1 - t_1)\right)}$$

Ec (1.113)

Número de Unidades de Transferencia (NTU)

El NTU se define como la relación entre la conductancia térmica global (UA) y la tasa de capacidad calorífica menor:

$$NTU = U * \frac{A}{C_{min}}$$

Ec (1.114)

El NTU representa el tamaño térmico (o longitud térmica) del intercambiador y es un parámetro de diseño clave. Aunque proporciona una medida combinada del tamaño mediante el producto del área superficial (A) y el coeficiente global de transferencia de calor (U), un valor alto de NTU no implica necesariamente un tamaño físico de equipo excesivamente grande (por ejemplo, los regeneradores compactos pueden tener altos valores de NTU con volúmenes reducidos). Físicamente, el NTU también puede ser interpretado como un tiempo de residencia adimensional del fluido en el interior del intercambiador. A bajos valores de NTU, la efectividad del equipo es baja; conforme el NTU aumenta, la efectividad también se incrementa, acercándose a su valor asintótico termodinámico.

Relaciones Matemáticas de ε-NTU según el Arreglo de Flujo

El arreglo de las corrientes dentro del intercambiador dicta la capacidad del equipo para acercarse al límite termodinámico.

Arreglo en Contracorriente: Proporciona la mayor efectividad para un par dado de valores de NTU y C* comparado con cualquier otro arreglo de flujo, lo que implica la utilización más eficiente del área de transferencia de calor. Su relación es:

$$\varepsilon = \frac{(1 - exp[-NTU(1 - C^*)])}{(1 - C^* \cdot exp[-NTU(1 - C^*)])}$$

Ec (1.115)

Si C* = 1, aplicando la regla de L'Hôpital , la ecuación se simplifica a $\varepsilon = \frac{\text{NTU}}{\text{NTU}+1}$

Arreglo en Paralelo

$$\varepsilon = \frac{(1 - exp[-NTU(1 + C^*)])}{(1 + C^*)}$$

Ec (1.116)

Arreglo en múltiples pasos por los tubos

Esta es la configuración multipaso más común. La deducción matemática asume que el fluido del lado de la coraza se encuentra perfectamente mezclado en cualquier sección transversal debido al uso de deflectores. La ecuación teórica para la efectividad (ε_1) de un intercambiador con un paso por la coraza y un número par de pasos por los tubos es:

$$\varepsilon_1 = 2\left[1 + C^* + \sqrt{1 + (C^*)^2}\cdot\frac{\left(1 + exp\left(-NTU\cdot\sqrt{1 + (C^*)^2}\right)\right)}{\left(1 - exp\left(-NTU\cdot\sqrt{1 + (C^*)^2}\right)\right)}\right]^{-1}$$

Ec (1.117)

1.33. Fundamento teórico de una torre de enfriamiento

Históricamente, la gestión térmica industrial se basaba en sistemas conocidos como estanques de enfriamiento. Estos cuerpos de agua ya sean naturales o artificiales, operan bajo un principio termodinámico simple: el agua caliente ingresa por un extremo y mediante un tiempo de residencia determinado, cede calor a la atmosfera antes de ser recirculada por el extremo opuesto. En estos sistemas, el mecanismo predominante es la evaporación superficial, la cual depende intrínsecamente del área libre expuesta al ambiente

Para optimizar la eficiencia de transferencia de calor latente, se desarrollaron los tanques de aspersión. Esta mejora tecnológica consistió en impulsar el agua caliente hacia la atmosfera mediante boquillas, fraccionando el fluido en gotas finas. Esto se traduce a un aumento exponencial del área interfacial de contacto aire-agua, mejorado significativamente las tasas de evaporación y enfriamiento respecto a la superficie estática de un estanque tradicional.

Génesis de la torre de enfriamiento

La necesidad de superar las limitaciones de los estanques de aspersión dio origen a la torre de enfriamiento. Los primeros prototipos operaban de manera similar a fuentes abiertas, donde el contacto aire-agua era directo pero ineficiente. Estos diseños iniciales presentaban desventajas críticas:

Pérdidas por Arrastre: Se estimaban pérdidas de agua del orden del 5% al 10% debido a la velocidad del viento, lo cual representaba un desperdicio insostenible de agua tratada.

Ineficacia Térmica: La temperatura de salida del agua fría era difícil de controlar y dependía excesivamente del área superficial expuesta.

La evolución del diseño introdujo mejoras estructurales determinantes:

Distribución Superior: Se elevó la entrada del agua caliente para aprovechar la caída gravitacional y aumentar el tiempo de contacto.

Confinamiento (Mamparas y Cerramientos): Para mitigar el arrastre y estabilizar el flujo de aire, se instalaron cerramientos perimetrales (mamparas). Esto generó un cambio fundamental en la dinámica de fluidos: al calentarse el aire en el interior por contacto con el agua, su densidad disminuye, provocando su ascenso natural. Este fenómeno, conocido como tiro natural o efecto chimenea, induce una circulación continua de aire fresco hacia el interior de la torre, permitiendo un control preciso sobre la temperatura de salida.

Evolución de los Materiales Constructivos

Con el perfeccionamiento del diseño termodinámico, también evolucionaron los materiales utilizados para la estructura y los rellenos de transferencia, buscando mayor durabilidad y resistencia a la corrosión. Cronológicamente, se han empleado:

Cerámica.

Asbesto (actualmente en desuso por normativas de salud).

Soportes de madera tratada.

Compuestos modernos (madera con mallas de fibra de vidrio y polímeros).

1.34. Relevancia estratégica de las torres de enfriamiento

En el panorama industrial contemporáneo, el agua actúa como el fluido caloportador universal debido a su alta capacidad calorífica y disponibilidad. Sin embargo, su uso intensivo en operaciones de transferencia de calor ya sea como refrigerante en fase líquida o como fluido de trabajo en fase vapor plantea desafíos significativos en términos de gestión de recursos. Los sistemas de "un solo paso", donde el agua se utiliza

y se descarga inmediatamente, representan una ineficiencia termodinámica insostenible, implicando pérdidas masivas tanto de materia como de energía residual.
Frente a esta problemática, las torres de enfriamiento se consolidan como la solución estándar para la recuperación de agua y energía. Estos equipos funcionan bajo el principio de maximización de superficie interfacial, facilitando el transporte simultáneo de materia y energía entre el agua de proceso y el aire atmosférico.
La importancia de estos sistemas se sustenta en tres pilares fundamentales:

- Viabilidad Económica: Aunque el aire y el agua son insumos de bajo costo, la manipulación de grandes caudales volumétricos requiere equipos cuyo CAPEX (costo de capital) y OPEX (costos operativos) sean competitivos. Las torres de enfriamiento permiten operar a gran escala con una relación costo-beneficio favorable frente a otras tecnologías de refrigeración.
- Control de Procesos Químicos: En el diseño de plantas modernas, la estabilidad térmica es crítica. La temperatura del agua de enfriamiento dictamina directamente la presión de operación en condensadores, la eficiencia en columnas de destilación y el rendimiento en reactores y evaporadores. Una torre eficiente garantiza que estas operaciones unitarias se mantengan dentro de sus parámetros de diseño.
- Soberanía Tecnológica: El diseño y construcción local de estos equipos no solo resuelve problemas prácticos operativos, sino que fomenta el desarrollo de ingeniería propia9. Esto reduce la dependencia de tecnologías extranjeras ("paquetes tecnológicos"), permitiendo adaptar las soluciones a las condiciones atmosféricas específicas de la región (como la altitud de Tarija).

1.35. Principios de funcionamiento y termodinámica del proceso

El funcionamiento de una torre de enfriamiento se basa en promover un contacto íntimo entre el fluido a enfriar y una corriente de aire no saturado, logrando rendimientos térmicos elevados mediante la optimización del tiempo de residencia y la superficie de contacto.

El mecanismo físico-químico ocurre en el interior del equipo, específicamente en el medio de relleno (empaque). Aquí, el agua desciende gravitacionalmente fraccionándose en películas finas o gotas, mientras que los ventiladores inducen o fuerzan un flujo de aire a través de la matriz húmeda.

Transferencia de Calor Latente y Sensible

El fenómeno de enfriamiento es dual, aunque predominan los efectos evaporativos:

Enfriamiento Evaporativo (Calor Latente): Una fracción minoritaria del agua se evapora hacia la corriente de aire. Para cambiar de fase líquida a vapor, estas moléculas extraen la energía necesaria (calor latente de vaporización) de la masa de agua remanente, reduciendo drásticamente su temperatura.

Transferencia Convectiva (Calor Sensible): Simultáneamente, el calor sensible se transfiere por conducción y convección desde el agua hacia el aire, resultando en un incremento de la temperatura de bulbo seco del aire.

Definición de approach o acercamiento

El Approach es la diferencia de temperatura entre el agua fría que sale de la torre y la temperatura de bulbo húmedo del aire que entra.

$$\boldsymbol{Approach = T_{salida\ del\ agua} - T_{bulbo\ humedo}}$$

Ec (1.118)

En palabras resumidas el approach es un rango el cual define el límite de operación de una torre de enfriamiento, a una temperatura de bulbo húmedo definida seria el límite que jamás pasaría al enfriar agua desde cierta temperatura, pero el hecho de querer llegar a igualar la temperatura de bulbo húmedo implica mayor costo al construir una torre de enfriamiento porque mientras más nos acerquemos a la temperatura del bulbo húmedo más alta será la torre de enfriamiento, incluso en los mismo cálculos la torre llegaría a ser infinita, pero si nos ponemos un límite por ejemplo si tenemos una temperatura de bulbo húmedo de 18ºC y nos ponemos el límite de llegar enfriar agua de 40ºC a 22ºC a esa diferencia se le llama approach y con ese límite que se puso se debería trabajar para el diseño de la torre de enfriamiento, si tenemos un approach pequeño , la torre saldrá muy alta y por consecuencia muy cara, pero si el approach es considerablemente alto, también saldría muy pequeña la torre y en la práctica se pueden

ver otras opciones más económicas para enfriar el agua, entonces debemos buscar un punto intermedio, un **equilibrio para poder definir el approach** y proseguir con nuestro diseño y construcción.

Importancia de las torres de enfriamiento

Una amplia cantidad de procesos industriales consumen agua, este consumo agua podría ser en el estado de vapor o en el estado líquido, los servicios son múltiples basados en la calefacción o enfriamiento; una vez que el agua se utiliza es desechada, provocando una pérdida de materia y energía en algunos casos considerable. En vista de aquello se diseñan varios sistemas de recuperación de agua y su propia energía. En la actualidad existe diversos aparatos para el acondicionamiento del agua, siendo los más comunes las Torres o Columnas de Enfriamiento, que sirven para poner en contacto el agua y el aire por circulación, a través de elementos que crean una gran superficie y favorecen el fenómeno de transporte de materia y energía.

El agua y el aire son materias de bajo costo, no obstante, cuando se manipulan en grandes cantidades como en muchas operaciones de enfriamiento de agua, es esencial, el uso de equipos de costo inicial y operación bajos. Por esta razón se usa con frecuencia instalaciones de gran escala. Además, en el diseño y operación de modernas plantas químicas, un factor muy importante es la temperatura del agua del proceso disponible, en planta química dicha temperatura fija las condiciones de operación de los condensadores de los procesos de destilación y evaporación. El diseño y construcción de equipos para comprobar diferentes procesos y operaciones industriales, son de gran importancia tanto para el que lo realiza y la zona a la que pertenece, ya que permite una aplicación intensa de los conocimientos de ingeniería, para la solución de problemas prácticos; además que constituye una especie de aporte a la tarea de crear y utilizar tecnología propia, desechando de esta manera parte de la tecnología extranjera.

Funcionamiento de las torres

Con un aporte aproximado del 90% las torres de enfriamiento operan con un rendimiento de enfriamiento óptimo y generando la mayor cantidad de enfriamiento posible en un corto intervalo de tiempo, las finas aguas que viajan desde la parte

superior a la inferior de la torre hacen contacto con el relleno, generando un vapor de agua que es extraído por los ventiladores del equipo.

Esta masa de agua evaporada extrae el calor latente de vaporización del propio líquido. Este calor latente es cedido al aire, obteniéndose un enfriamiento del agua y un aumento de la temperatura del aire. La diferencia de temperaturas del agua a la salida y la temperatura húmeda del aire se llama «acercamiento» o "aproximación", ya que representa el límite termodinámico de enfriamiento al que puede llegar el agua.

La función correspondiente a la torre de enfriamiento es dispersar el flujo de calor de aire en el ambiente, el agua a enfriar entra en contacto directo con el aire del ambiente, por lo tanto, están diseñadas con la perspectiva de obtener mejores condiciones en situaciones desfavorables como la alta temperatura y la humedad.

Condiciones operativas y fenómenos de transporte

La eficiencia operativa de una torre de enfriamiento no depende únicamente del diseño termodinámico, sino también de las condiciones fisicoquímicas del fluido de trabajo. Dos fenómenos críticos pueden comprometer el coeficiente global de transferencia de calor:

Incrustación: El agua de proceso frecuentemente presenta una dureza. Al evaporarse el solvente puro, aumenta la concentración de sales disueltas, precipitando carbonatos y sulfatos que forman costras aislantes en las tuberías y el relleno. Esto incrementa la resistencia térmica y obstruye el flujo.

Corrosión: La oxigenación continua del agua convierte al fluido en un medio corrosivo para las tuberías de transporte, generando productos de oxidación que reducen el diámetro efectivo de flujo.

Desde el punto de vista térmico, una condición de frontera típica para el diseño es una temperatura de entrada del agua caliente (T in) cercana a los 49ºC, siendo la temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada la que establece la asíntota mínima de enfriamiento posible.

1.36. Mecanismos de enfriamiento evaporativo

El principio fundamental de la torre de enfriamiento es la disipación de carga térmica mediante la transferencia simultánea de calor y masa en la interfaz aire-agua. A diferencia de un intercambiador de calor convencional, donde los fluidos están separados, aquí coexisten dos fuerzas impulsoras: un gradiente de temperatura y un gradiente de presión de vapor (concentración).

Balance Energético Interfacial

Para generar el cambio de fase de líquido a vapor, el sistema requiere un aporte energético considerable. Este calor no se destruye, sino que se transforma:

Conversión de Energía: Por cada galón 3.78 L de agua evaporada, se extraen aproximadamente 8,700 BTU de calor sensible del agua, convirtiéndolos en calor latente contenido en la corriente de aire.

Efecto Psicrométrico: El aire que atraviesa el relleno experimenta una disminución de su temperatura de bulbo seco (si entra caliente) y un aumento significativo de su humedad absoluta. Termodinámicamente, el calor sensible perdido por el agua y el aire se compensa con el aumento de calor latente en la fase gaseosa de salida.

Teoría de la Doble Película y Resistencias

Para modelar matemáticamente la velocidad de transferencia, es necesario analizar las resistencias en la interfaz líquido-gas. Definiendo las variables de estado en un corte transversal de la torre:

TL: Temperatura en el seno del líquido

Ti: Temperatura en la interfaz líquido-gas.

TG: Temperatura en el seno del gas.

Yi: Humedad absoluta en la interfaz (saturación a Ti).

YG: Humedad absoluta en el seno del gas.

El proceso presenta dos escenarios termodinámicos distintos:

Enfriamiento Adiabático

Si el agua recircula hasta alcanzar el equilibrio, su temperatura se estabiliza en la temperatura de saturación adiabática. Aquí, todo el calor sensible transferido desde el agua al aire se utiliza inmediatamente para evaporar el líquido. No existe gradiente

térmico neto dentro de la fase líquida dTL/dz ≈0, eliminando la resistencia a la transferencia de calor en el lado del líquido.

Enfriamiento Industrial (No Adiabático)

En una torre real, el agua entra caliente y se enfría (TL > Ti). Existe un flujo de calor sensible desde el seno del líquido hacia la interfaz, creando un gradiente de temperatura. Esto introduce una resistencia de película líquida a la transferencia de calor.

Es crucial notar que, en ambos casos, se asume que no existe resistencia a la transferencia de masa en la fase líquida, ya que la concentración de agua en agua pura es constante. La resistencia a la transferencia de masa reside casi exclusivamente en la película gaseosa.

1.37. Clasificación tecnológica de las torres de enfriamiento

Las torres se clasifican taxonómicamente según el mecanismo que induce el flujo de aire y la disposición geométrica de las corrientes.

Según el mecanismo de tiro o movimiento del aire

Torres de Circulación Natural (Tiro Natural)

Operan bajo el principio de flotabilidad térmica. La diferencia de densidad entre el aire cálido y húmedo del interior (menos denso) y el aire frío exterior genera una corriente ascensional natural. Como características requieren chimeneas hiperbólicas de gran altura para inducir el tiro necesario. Como aplicación son exclusivas de grandes centrales térmicas con caudales masivos donde el costo energético de ventiladores sería prohibitivo.

Torres Atmosféricas

Dependen pasivamente de las corrientes de viento predominantes y del efecto de aspiración de los rociadores. Siendo su limitación, su rendimiento es impredecible y oscila con las condiciones climáticas; se limitan a pequeñas instalaciones.

Torres de Tiro Mecánico

Utilizan ventiladores de gran potencia para garantizar un flujo másico de aire constante, independiente de las condiciones atmosféricas. Se subdividen en:

Tiro Inducido: El ventilador se ubica en la parte superior, succionando el aire a través de la torre. Son las más utilizadas industrialmente debido a que minimizan la recirculación de aire caliente.

Tiro Forzado: El ventilador se ubica en la base, empujando el aire hacia el interior. Aunque facilitan el mantenimiento del motor, presentan desventajas aerodinámicas y riesgo de recirculación.

Según la Configuración de Flujo

Flujo Contracorriente

El aire viaja verticalmente hacia arriba, opuesto a la caída del agua. Termodinámicamente más eficiente.

Flujo Cruzado

El aire ingresa perpendicularmente (horizontal) al sentido de caída del agua. Siendo sus ventajas, presentan menor caída de presión estática (menor consumo de potencia en ventiladores) y suelen tener costos de construcción y operación más bajos, aunque requieren mayor volumen de aire para la misma carga térmica.

1.38. Estructura de las torres de enfriamiento

Ventilador

Es el encargado de extraer la cantidad de masa de aire caliente desde el interior de la torre hacia el exterior, según los alabes del equipo su eficiencia será mejor.

Bomba de Circulación

Genera circulación del fluido en el interior de la torre con la finalidad de ejercer un intercambio de temperatura.

Rellenos

Son los encargados de disipar el calor latente que viaja desde la parte superior hasta la inferior de la torre, según el diseño de estos elementos el calor se disipara por un intervalo de tiempo.

Rociadores

Son las encargadas de esparcir el agua en el interior de la torre, según su diseño mecánico se optimizará los recursos de enfriamiento en la torre.

Estructura

Es la armadura central del equipo que debe presentar una rigidez para soportar el peso de todos los elementos que conforman el equipo, usualmente se la construye con planchas metálicas de para exigir resistencia mecánica al momento de funcionar.

Medidor de Caudal

Es el encargado de medir la cantidad de caudal que ingresa y sale de la torre en un cierto intervalo de tiempo

Sensores de Temperatura

Miden la temperatura de ingreso y salida del agua hacia la torre, se verifica el modelo de transición con los gradientes de temperatura a medida que el tiempo incrementa.

1.39. Hidrodinámica y distribución del flujo

La eficiencia térmica de una torre de enfriamiento depende intrínsecamente de la uniformidad hidráulica sobre el área transversal del relleno. Una mala distribución del flujo provoca la formación de "caminos preferenciales" y zonas secas, reduciendo drásticamente el área efectiva de transferencia de masa.

Para garantizar un funcionamiento homogéneo, especialmente en torres multicelda, se implementan los siguientes principios de control:

Equilibrio Hidráulico entre Celdas: El caudal total de retorno del condensador debe fraccionarse equitativamente. Esto se logra mediante válvulas de equilibrado en las líneas de suministro o vertederos de distribución calibrados que aseguran que cada celda reciba la carga másica de diseño (L/G).

Sistemas de Distribución: El agua caliente se vierte en colectores o bandejas de distribución situadas en el tope de la torre. Estos recipientes operan generalmente por gravedad (en torres de flujo cruzado) o presión (boquillas aspersoras en contraflujo), utilizando orificios calibrados cuya geometría debe mantenerse libre de obstrucciones y objetos extraños para mantener el coeficiente de descarga constante.

Balance de Masa Global: Cuantitativamente, el control del sistema se rige por la ecuación de continuidad. El equilibrio del nivel de operación en la tina de agua fría depende de balancear el caudal de circulación con las pérdidas inherentes al proceso:

la tasa de evaporación (E), las pérdidas por arrastre o viento (D) y la purga necesaria para controlar la concentración de sólidos.

1.40. Fundamentos de transmisión de calor

Desde la termodinámica clásica, la transmisión de calor se define como el flujo de energía térmica impulsado por un gradiente de temperatura entre dos sistemas o regiones. De acuerdo con la Segunda Ley de la Termodinámica, este flujo es unidireccional y espontáneo desde el cuerpo de mayor temperatura (agua caliente) hacia el sumidero térmico de menor temperatura (aire atmosférico), persistiendo hasta alcanzar el equilibrio térmico.

En el contexto específico de las torres de enfriamiento, esta correlación vincula la carga térmica del proceso con la capacidad de absorción del aire, ocurriendo la transferencia en la interfaz gas-líquido.

Análisis comparativo: flujo cruzado vs. contracorriente

La selección de la configuración geométrica del flujo aire-agua determina las características operativas y de mantenimiento del equipo. A continuación, se presenta un análisis técnico comparativo basado en los parámetros de diseño:

Tabla 1-8 Análisis comparativo: flujo cruzado vs. contracorriente

Parámetro Técnico	Flujo Cruzado	Contracorriente
Configuración Geométrica	El aire entra perpendicularmente a la caída del agua.	El aire fluye verticalmente, opuesto a la caída del agua.
Tipo de Relleno (Packing)	Predomina el tipo Salpicadura (Splash) o laminar.	Generalmente Fílmico. Alta eficiencia, pero susceptible a ensuciamiento.
Eficiencia Térmica	Menor: El aire frío contacta toda la columna de agua, reduciendo la fuerza impulsora media.	Mayor: El aire más seco contacta al agua más fría en la salida, maximizando el intercambio.

Potencia del Ventilador	Baja: Menor caída de presión estática a través del relleno.	Alta: El aire debe vencer la resistencia del agua cayendo en contra.
Relación Aire/Velocidad	Requiere mayor volumen de aire a alta velocidad.	Requiere menor volumen de aire a baja velocidad.
Vulnerabilidad Biológica	Alta: La exposición solar en las bandejas abiertas favorece la proliferación de algas y musgo.	Baja: El relleno está encerrado y oscuro, inhibiendo la fotosíntesis.
Riesgo de Recirculación	Muy Probable: Debido a la baja velocidad de salida y zonas de baja presión laterales.	Poco Probable: La descarga es vertical y a mayor velocidad.

Elaboración propia

1.41. Parámetros de diseño y selección

La especificación técnica y el dimensionamiento de una torre de enfriamiento no son arbitrarios; dependen de un conjunto rígido de variables de frontera que definen la carga térmica y la capacidad de disipación del sitio. El proceso de selección se fundamenta en las siguientes variables de estado:

Carga Hidráulica y Térmica

Definida por el caudal másico de agua a procesar (L) y el rango de enfriamiento requerido (ΔT = Tentrada – Tsalida).

Condiciones Psicrométricas del Sitio

La variable crítica es la Temperatura de Bulbo Húmedo (Twb) de diseño, la cual se determina mediante análisis estadístico de datos meteorológicos locales (frecuentemente al 5% o 2% de excedencia).

Los datos que se obtuvieron son de la caracterización psicométrica anualizada y datos climáticos de diseño para Tarija, Bolivia (1980-2025) a partir de registros históricos del SENAMHI

Primer trimestre Enero – Marzo (Alta entalpia y lluvias)

Este periodo corresponde al verano austral y la estación húmeda. Es crítico para el diseño de sistemas de refrigeración por la alta carga latente.

Análisis de Variables

Temperatura de Bulbo Seco (Tbs)

Las medias diarias oscilan entre 20°C y 21°C, pero las máximas diurnas alcanzan regularmente los 27°C - 30°C. Las olas de calor son frecuentes en enero, con picos históricos cercanos a los 36.5°C. La inercia térmica es menor debido a la cobertura nubosa nocturna que impide el enfriamiento radiativo rápido.

Humedad Relativa (HR%)

Es el trimestre más húmedo, con promedios superiores al 67% - 81%. En momentos de precipitación, la HR se mantiene cerca del 90-95%, lo que reduce drásticamente la eficiencia de los sistemas evaporativos (coolers).

Entalpía (H)

Se registran los valores máximos anuales. El aire contiene una gran cantidad de calor tanto sensible como latente. Para climatización, esto implica que los equipos deben dedicar una parte significativa de su potencia a condensar agua (deshumidificar) antes de bajar la temperatura.

Bulbo Húmedo (Tbh) y Tsal

La Tbh es alta (promedio 17°C - 19°C, picos de 22°C). Esto significa que el agua de torres de enfriamiento difícilmente bajará de 23°C-24°C en los peores momentos del día.

Tabla 1-9 Condiciones ambientales de Tarija en verano

Mes	**Tbs Media (°C)**	**Tbh Media (°C)**	**HR Media (%)**	**Entalpía (kJ/kg)**	**Tsal Estimada Agua (°C)**
Ene	20.8	16.8	68.0	50.5	20.8
Feb	20.5	16.6	70.0	50.2	20.6
Mar	20.1	16.2	69.0	48.8	20.2
Promedio	20.5	16.5	69.0	49.8	20.5

Fuente: SENAHMI

En la ingeniería térmica los datos psicométricos a seleccionar deberán ser las de temporada de verano, se podría traducir que estos datos son las temperaturas máximas donde la torre de enfriamiento podrá trabajar a una máxima capacidad, si el diseño de la torre se hace con otros datos en otras temporadas del año se estaría trabajando con temperaturas menores afectando a la capacidad de enfriamiento de la torre cuando las condiciones climáticas son mayores a las condiciones de diseño de la torre, ya comprendiendo esto, los datos climáticos de otras temporadas llegan a ser descartadas, cabe recalcar que no se debe cometer el error de usar promedios de los datos climáticos.

Factor de Altitud

La presión atmosférica local (crítica en zonas de gran altitud) afecta la densidad del aire y la capacidad de evaporación. A menor presión, mayor es el volumen específico del aire, requiriéndose ventiladores de mayor capacidad volumétrica para mover la misma masa de aire seco. La altura de la ciudad de Tarija Cercado, Bolivia llegaría a ser 1953 msnm.

1.42. Fundamentos de la teoría de Merkel

Merkel propuso que la fuerza impulsora para la transferencia de calor no es solo la diferencia de temperatura, si no la diferencia de entalpia entre el aire saturado en la interfaz del agua y el aire circundante.

La altura de la torre (Z) se define como el producto de los factores independientes

$$Z = NUT * AUT$$

Ec (1.119)

Donde:

NUT = Número de Unidades de Transferencia (Dificultad Termodinámica).

AUT= Altura de una Unidad de Transferencia (Eficiencia del Equipo).

Número de unidades de transferencia (NUT)

Para evaluar la dificultad del proceso de separación térmica y dimensionar el lecho de contacto, el modelo clásico utilizado es la Teoría de Merkel. Este modelo agrupa las resistencias a la transferencia de calor y masa en un solo coeficiente volumétrico y utiliza la entalpía como fuerza impulsora global.

La integración diferencial del balance entálpico a lo largo de la altura del empaque permite definir el Número de Unidades de Transferencia (NUT), un parámetro adimensional que refleja los requerimientos térmicos del sistema:

$$NUT = \int_{H_1}^{H_2} \frac{dH}{H_i - H}$$

Ec (1.120)

Donde

Hi = entalpía del aire saturado evaluada en la interfaz gas-líquido a la temperatura del agua de cada diferencial de altura.

H = entalpía operativa del aire en ese mismo diferencial.

Altura de una unidad e transferencia (AUT)

La altura total del empaque (Z) requerida para lograr el salto térmico está en función del NUT y de la Altura de una Unidad de Transferencia (AUT), la cual depende de la hidrodinámica del sistema y del coeficiente global de transferencia de masa volumétrico (Kya):

$$AUT = \frac{G`_s}{Kya}$$

Ec (1.121)

Línea de operación y relación L/G

La línea de operación es la representación gráfica de la Primera Ley de la Termodinámica (Balance de Energía) dentro de la torre.

La pendiente de esta línea es la relación L/G (Líquido/Gas). Esta relación determina el equilibrio económico.

Un L/G bajo (mucho aire) hace que la línea de operación sea plana, aumentando la fuerza impulsora ($\boldsymbol{h_{sat} - h_{aire}}$), lo que reduce el tamaño de la torre, pero aumenta el gasto en ventiladores.

Cálculo del rango de enfriamiento

Es la diferencia entre la temperatura del agua caliente que ingresa a la torre y la temperatura del agua fría que se recoge en la fosa o sumidero. Representa la magnitud

del salto térmico real, es decir, cuántos grados centígrados logra reducir la torre al flujo de agua mediante el proceso de transferencia de calor y masa.

$$R = T_{entrada} - T_{sumidero}$$

Ec (1.122)

Cálculo del approach

Es la diferencia entre la temperatura de salida del agua fría y la temperatura de bulbo húmedo del aire atmosférico. La temperatura de bulbo húmedo es el límite físico y termodinámico ideal al que podría enfriarse el agua en condiciones de saturación. Por lo tanto, el *approach* es un indicador del grado de desviación del equipo respecto a su límite ideal; un valor más pequeño indica un diseño de torre de mayor tamaño y alta eficiencia.

$$A = T_{sumidero} - T_{bh}$$

Ec (1.123)

Cálculo eficiencia térmica

Es la relación porcentual entre el enfriamiento real alcanzado por la torre (Rango) y el enfriamiento máximo teóricamente posible (que equivale a la suma del Rango y el *Approach*. Expresa matemáticamente qué tan cerca estuvo el equipo de cumplir con el potencial psicrométrico que el aire del entorno le permitía.

$$\eta = \left(\frac{R}{R + A}\right) * 100$$

Ec (1.124)

Factor de desempeño de la torre

Es un parámetro operativo que cuantifica el rendimiento global de la torre bajo las condiciones reales de la evaluación. Se calcula como el cociente porcentual entre el calor removido efectivamente y la capacidad máxima de absorción del sistema. En la práctica de tu diseño, este factor refleja el porcentaje de efectividad de la torre comparando el rango real contra la fuerza impulsora disponible en el Rango Adimensional.

$$FD = \frac{\eta_{real}}{\eta_{teorico}} * 100$$

Ec (1.125)

CAPÍTULO II

PARTE EXPERIMENTAL

2.1.Caracterización de fluidos a usar

Para la evaluación experimental del intercambiador de calor, se utilizará como fluido de trabajo agua potable proveniente de la red pública de la ciudad de Tarija (suministrada por COSAALT). Dado que el equipo operará en rangos de temperatura moderados (sin cambio de fase), el fluido se considera incompresible y sus propiedades termofísicas se evalúan a la temperatura promedio del sistema para los cálculos analíticos.

Propiedades Termofísicas (Base de cálculo a 20 °C) Para el modelado matemático y el diseño termohidráulico, se asumen las siguientes propiedades estándar del agua líquida a la temperatura promedio de entrada de la red local:

Calor Específico (Cp): 4180 J/ (kg K)

Caracterización Fisicoquímica y Factor de Ensuciamiento (Rd)

Desde el punto de vista fisicoquímico, el agua de la red pública de Tarija presenta una dureza clasificada entre blanda y moderada (típicamente entre 50 y 100 mg/L de CaCO3, dependiendo de la época del año y la fuente de captación, como el sistema Rincón de la Victoria o pozos profundos).

Debido a que las temperaturas máximas de operación en la coraza no superarán el punto de ebullición, la precipitación acelerada de sales incrustantes (carbonatos) es mínima. Por lo tanto, para los cálculos de diseño térmico, se asume un factor de ensuciamiento conservador típico para agua tratada de red a temperaturas inferiores a 50 °C, estableciendo un valor de Rd = 0.000176 m^2 K/W (*Transferencia de Calor y Masa* – Yunus A. Çengel - Tablas de factores de ensuciamiento en el capítulo de intercambiadores de calor).

2.2.Diseño de un módulo de calentamiento eléctrico en cascada por efecto joule

Debido a la ausencia de una red de vapor industrial o alimentación de gas natural independiente en el Laboratorio de Operaciones Unitarias (LOU), se diseñó e implementó un módulo de calentamiento eléctrico en cascada para generar el fluido caliente necesario para las pruebas empíricas.

Este sistema consiste en la conexión en serie de dos calentadores de paso de resistencia eléctrica (tipo ducha estándar). Esta configuración permite un precalentamiento en la primera etapa y un salto térmico final en la segunda, optimizando la transferencia de calor por efecto Joule y logrando la temperatura de entrada requerida (T in, caliente) para el intercambiador de calor

Modelo Termodinámico del Módulo de Calentamiento

El sistema opera bajo el principio de flujo continuo a presión constante. La potencia térmica total transferida al fluido (Q total) equivale a la suma de la potencia eléctrica consumida por ambas resistencias (P1 y P2), afectada por un factor de eficiencia térmica (n) que contempla las pérdidas menores hacia el ambiente exterior:

$$Q_{total} = (P1 + P2) * n$$

Ec (2,1)

Relacionando esta potencia con el balance de energía del fluido, se establece la ecuación de diseño operativo del módulo:

$$m * C_p * (T_{salida} - T_{entrada}) = (P_1 + P_2) * n$$

Ec (2,2)

Donde:

m = Flujo másico del agua [kg/s] (variable de control).

Cp = Calor específico del agua [J/kg·K].

T entrada = Temperatura del agua de red [°C].

T salida = Temperatura objetivo para ingresar al intercambiador [°C].

Consideraciones Operativas y de Seguridad

Esta ecuación demuestra que, al tener una potencia eléctrica fija (aprox. 6300 W a 12600 W combinados, dependiendo del modelo de los calentadores), la variable de control fundamental es el caudal másico (m). Para lograr una temperatura de salida alta (ej. 50 °C - 60 °C), el caudal debe ser estrangulado mediante una válvula de globo o aguja en la entrada del sistema.

No obstante, el diseño impone una restricción hidromecánica de seguridad: el caudal estrangulado debe generar la presión dinámica mínima requerida para activar los diafragmas internos de los calentadores eléctricos, evitando así el trabajo en seco y la

consecuente fundición de las resistencias. Por ello, el sistema cuenta con control de caudal a la entrada y purga de aire, garantizando un flujo estacionario y seguro hacia el banco de pruebas.

Caracterización Técnica y Empírica del Módulo de Calentamiento

Para garantizar la confiabilidad de los datos de entrada al intercambiador de calor, se procedió a la caracterización técnica y termodinámica del módulo de calentamiento en cascada. El sistema está compuesto por dos resistencias eléctricas de paso (tipo ducha) idénticas, conectadas en serie hidráulica.

Tabla 2-1 Especificación técnica de ducha eléctrica

Parámetro	Especificación (Según fabricante)
Tensión Nominal	220 V
Potencia Nivel 1 (Apagado)	0 W
Potencia Nivel 2 (Tibio)	2200 W
Potencia Nivel 3 (Caliente)	4200 W
Potencia Nivel 4 (Muy Caliente)	6800 W
Corriente Nominal Máxima	29.5 A
Presión de Funcionamiento	0,4 bar

Fuente: Elaboración propia

Pruebas Empíricas y Determinación de la Eficiencia Térmica

Con el objetivo de establecer el punto de operación nominal para los ensayos del intercambiador, se realizaron pruebas de salto térmico (ΔT) evaluando el comportamiento individual y en serie de los calentadores. Las mediciones se ejecutaron manteniendo un caudal volumétrico constante de 3.6 L/min, estrangulado en la válvula de alimentación principal, siendo esta la ideal determinada para mantener activa y segura la resistencia y no sobrepasando la presión de 0,5 bar, que es la máxima determinada experimentalmente, ya que exceder la presión o caudal implicaría que las tapas de las duchas se abran.

Considerando la densidad del agua de red, este caudal volumétrico se traduce en un flujo másico (m) de

$$m = 0{,}06\frac{kg}{s}$$

Resultados Empíricos del Salto Térmico

Tabla 2-2 resultados de transferencia de calor por unidad

Configuración de Potencia	T. Entrada	T. Salida	Salto Térmico (ΔT)
1 unidad - Nivel 2 (2200 W)	21,62	28,81	7,19
1 unidad - Nivel 3 (4200 W)	20,56	36	15,44
1 unidad - Nivel 4 (6800 W)	20,37	41	20,63

Fuente: Elaboración propia

Balance de Energía y Rendimiento del Sistema

Para validar termodinámicamente el equipo, se calculó el calor real absorbido por el fluido (Q) bajo esta configuración.

Aplicando la ecuación de calor sensible:

$$Q_{abs} = m * C_p * \Delta T$$

Ec (2,3)

$$Q_{abs} = 0{,}06 * 4182 * 20{,}63$$

$$Q_{abs} = 5176{,}4796\ W$$

Relacionando el calor efectivamente transferido al agua con el consumo eléctrico nominal del equipo (6800 W), se obtiene la eficiencia térmica (n) de la unidad de calentamiento:

$$n = \frac{Q_{abs}}{P_{electrica}}$$

Ec (2,4)

$$n = \frac{5176{,}4796}{6800}$$

$$n = 0{,}761 = 76{,}1\%$$

La caracterización empírica demuestra que la unidad de calentamiento individual opera con una eficiencia térmica real del 76,1%. Las pérdidas del 23.9% se atribuyen a la disipación de calor sensible hacia el ambiente, resistencias de contacto internas y ligeras caídas de tensión en la red del laboratorio bajo carga plena (29.5 A).

Configuración en Cascada y Análisis Termodinámico de la Segunda Etapa

Si bien la primera unidad de calentamiento demostró una eficiencia del 74.0%, la temperatura máxima de salida alcanzada (41,00 °C) resulta insuficiente para someter al intercambiador de calor a un gradiente térmico adecuado para la experimentación. Para elevar esta variable, se acopló una segunda unidad idéntica en serie hidráulica (configuración en cascada), manteniendo el flujo másico constante en m = 0,06 kg/s

Para caracterizar esta segunda etapa, se alimentó con el efluente precalentado de la primera unidad (41,00 °C) y se evaluó el comportamiento térmico escalonando la potencia eléctrica en sus tres niveles operativos.

Tabla 2-3 resultados de transferencia de calor por 2 unidades

Configuración de Potencia	T. Entrada (Tin)	T. Salida (Tout)	Salto Térmico (ΔT)
2 unidades - Nivel 2 (9000 W)	41,13	48,19	7,06
2 unidades - Nivel 3 (11000 W)	41,23	55,35	14,12
2 unidades - Nivel 4 (13600 W)	41,05	59,17	18,12

Fuente: Elaboración propia

Para evaluar el rendimiento real de esta segunda etapa bajo las condiciones de mayor exigencia para el banco de pruebas, se analizó el ensayo a máxima potencia (Nivel 4). Aplicando el balance de calor sensible:

$$Q_{abs-2} = m * C_p * \Delta T$$

Ec (2,5)

$$Q_{abs-2} = 0{,}06 * 4182 * 18{,}12$$

$$Q_{abs-2} = 4544{,}496\ W$$

Eficiencia de la segunda ducha conectada en serie:

$$n = \frac{Q_{abs-2}}{P_{electrica}}$$

Ec (2,6)

$$n = \frac{4544{,}496}{6800}$$

$$n = 0{,}668 = 66{,}8\%$$

Eficiencia del sistema completo en serie

$$Q_{abs-2\ unidades} = m * C_p * \Delta T$$

Ec (2,7)

$$Q_{abs-2\ unidades} = 0{,}06 * 4182 * 38{,}75$$

$$Q_{abs-2\ unidades} = 9723{,}15\ W$$

$$n = \frac{Q_{abs-2}}{P_{electrica}}$$

Ec (2,8)

$$n = \frac{9723{,}15}{13600}$$

$$n = 0{,}715 = 71{,}5\%$$

Análisis del Comportamiento Térmico No Lineal

Al contrastar la eficiencia de la primera unidad (76,1%) con la de la segunda unidad (66,8%), se evidencia una caída de rendimiento del 9,3%, a pesar de ser equipos idénticos operando al mismo caudal. Esta asimetría en la transferencia de calor ($\Delta T1$ = 20,63 °C vs $\Delta T2$ = 18,12 °C) se justifica por la concurrencia de tres fenómenos termodinámicos y eléctricos:

Aumento del gradiente térmico con el entorno: Según la Ley de Enfriamiento de Newton, las pérdidas de calor sensible son proporcionales a la diferencia de temperatura con el ambiente. Al operar entre 41,05 °C y 59,17 °C, la segunda unidad sufre una disipación térmica hacia el aire del laboratorio mucho mayor que la primera unidad.

Caída de tensión en la red eléctrica: La operación simultánea de ambas unidades a máxima potencia exige una demanda combinada de 13600 W (60 A). Esta severa carga

genera una inevitable caída de tensión en el cableado del laboratorio, reduciendo el voltaje real en los bornes, consecuentemente, disminuyendo de forma cuadrática la potencia disipada por la resistencia ($P = \frac{V^2}{R}$).

Variación de resistividad por temperatura: El filamento de la segunda unidad opera sumergido en un fluido a mayor temperatura. Dado el coeficiente de temperatura de las aleaciones, la resistencia óhmica aumenta, limitando ligeramente la entrega de energía al agua.

Conclusión Operativa para el Diseño Analítico A pesar del decaimiento térmico inherente a la configuración en serie, el módulo de calentamiento demostró total estabilidad hidrodinámica a un 71,5% de eficiencia, logrando suministrar de manera continua un fluido caliente a una temperatura estable cercana a los 60 °C. Por consiguiente, para el dimensionamiento del intercambiador de calor, se establecen como condiciones de frontera definitivas un flujo másico caliente de m caliente = 0,0583 kg/s y una temperatura de ingreso de T entrada, caliente = 51°C, esto para poder experimentar con intercambiador hecho a la medida, pero sometiéndolo a condiciones por encima del diseño y analizar su comportamiento

2.3.Selección de materiales para el intercambiador de calor

La selección de materiales es una etapa crítica en el diseño, construcción y posterior validación de un intercambiador de calor de tubo y coraza con fines experimentales. A diferencia de los equipos a escala industrial, donde priman la rentabilidad a largo plazo y la resistencia a condiciones extremas, un banco de pruebas de laboratorio requiere un equilibrio preciso entre la eficiencia en la transferencia de calor, la integridad estructural y la capacidad de observación directa de los fenómenos físicos.

Por lo tanto, la elección de los componentes se divide en dos enfoques funcionales distintos:

Componentes de Transferencia y Contención (Tubos y Cabezales)

La selección para estos elementos se orienta hacia materiales metálicos. Los tubos exigen una alta conductividad térmica para garantizar un intercambio de calor eficiente entre los fluidos, mientras que los cabezales requieren una excelente maquinabilidad e

integridad mecánica para soportar las presiones del sistema, asegurar un sellado hermético y resistir la corrosión de los fluidos de trabajo.

Sección de Observación (Coraza)

Dado el enfoque netamente experimental y académico del equipo, el requerimiento principal para la coraza es la transparencia óptica. El uso de un material polimérico o vítreo transparente es imperativo para permitir la visualización directa de la dinámica de fluidos, los regímenes de flujo y la validación visual del comportamiento del sistema en tiempo real.

Para determinar los materiales óptimos que satisfagan estos requerimientos operativos, de instrumentación y de presupuesto, se emplea una metodología de selección basada en matrices de evaluación, ponderando las propiedades mecánicas, térmicas, ópticas y económicas de distintas alternativas disponibles en el mercado.

Rango de calificación

1 muy mala

2 mala

3 regular

4 buena

5 excelente

2.4.Elección y justificación de la parte metálica

Para la fabricación de la sección interna y los extremos estructurales del equipo (tubos, bafles, bridas y cabezales), se ha establecido como criterio de diseño el uso de un material metálico unificado. Esta estandarización exige que la aleación seleccionada cumpla con requisitos simultáneos de transferencia de calor, integridad mecánica y facilidad de mecanizado, además de contar con una amplia disponibilidad comercial en múltiples formatos, tales como tubulares, planchas y placas de alto espesor.

Un factor crítico y excluyente en esta evaluación es la resistencia a la corrosión. Dado que el intercambiador cuenta con una coraza transparente para el análisis visual de la dinámica de fluidos, el material metálico no debe generar óxidos ni partículas que contaminen el fluido de trabajo u opaquen las paredes de observación.

Con el objetivo de determinar la opción óptima que satisfaga estos requerimientos operativos, de manufactura y de presupuesto, se han preseleccionado los metales de mayor viabilidad en el mercado industrial (acero inoxidable, cobre, acero al carbono y aluminio). A continuación, se presenta la matriz de selección, donde se ponderan las propiedades técnicas de cada candidato para justificar la decisión final de diseño.

Tabla 2-4 Selección de material para la parte metálica

CRITERIO DE SELECCIÓN	**POND**	**ACERO INOX**		**COBRE**		**ACERO AL CARBONO**		**ALUMINIO**	
		Calif	**Punt**	**Calif**	**Punt**	**Calif**	**Punt**	**Calif**	**Punt**
Disponibilidad de mercado local	30%	5	1,5	3	0,9	4	1,2	3	0,9
Resistente a la corrosión	20%	4	0,8	3	0,6	1	0,2	3	0,6
Costo de adquisición	15%	2	0,3	2	0,3	5	0,75	4	0,6
Facilidad de soldadura	10%	4	0,4	3	0,3	5	0,5	1	0,1
Resistencia mecánica	10%	5	0,5	2	0,2	5	0,5	1	0,1
Maquinabilidad	10%	3	0,3	5	0,5	5	0,5	5	0,5
Conductividad térmica	5%	3	0,15	5	0,25	4	0,2	5	0,25
Puntuación total ponderada	100%	3,95		3,05		3,85		3,05	

Fuente: Elaboración propia

A partir de los resultados obtenidos en la matriz de selección multicriterio, el Acero Inoxidable se posiciona como el material óptimo para la fabricación de los tubos, bafles, bridas y cabezales del intercambiador de calor, alcanzando la mayor puntuación total ponderada (3,95).

Dimensiones y ficha técnica del acero inoxidable

Las dimensiones disponibles se hicieron a selección de la disponibilidad mínima y máxima de diámetros de tubos en acero inoxidable (304)

Siendo para los tubos o parrilla de tubos:

Tabla 2-5 dimensiones para los tubos del haz

Diámetro externo (de) mm	Espesor(Δx) mm	Diámetro interno (di) mm
8	1	6

Fuente: Elaboración propia

Para los cabezales:

Tabla 2-6 dimensiones para los cabezales

Diámetro externo (de) mm	Espesor(Δx) mm	Diámetro interno (di) mm
101,6	1,5	98,6

Fuente: Elaboración propia

El material para los bafles, espejos y bridas será el mismo, que el de los tubos, acero inoxidable, siendo sus características de 1.5 mm de espesor la plancha de acero inoxidable (304) el metro cuadrado

Tabla 2-7 Ficha técnica del acero inoxidable 304

Categoría	Propiedad	Valor / Especificación
Identificación General	Designación AISI	304
	Sistema UNS	S30400
	Estructura Cristalina	Austenítica (No magnético en estado recocido)
Composición Química	Cromo (Cr)	18.00% – 20.00%
	Níquel (Ni)	8.00% – 10.50%
	Carbono (C)	0.08% máximo

	Manganeso (Mn)	2.00% máximo
	Silicio (Si)	0.75% máximo
	Hierro (Fe)	Balance (aprox. 66 - 74%)
Propiedades Físicas y Térmicas	Densidad	8.00 g/cm³ (8000 kg/m³)
	Punto de Fusión	1400 °C – 1455 °C
	Conductividad Térmica	16.2 W/(m·K) (a 0 - 100 °C)
	Calor Específico	500 J/(kg·K) (a 0 - 100 °C)
	Coef. de Expansión Térmica	17.2 x 10^{-6} /°C (a 0 - 100 °C)
Propiedades Mecánicas	Resistencia a la Tracción	515 MPa mínimo
	Límite Elástico (0.2%)	205 MPa mínimo
	Elongación en 50 mm	40% mínimo
	Dureza (Brinell)	201 HB máximo
	Dureza (Rockwell B)	92 HRB máximo
	Módulo de Elasticidad	193 GPa

Fuente: Mundo industrial Tarija

2.5.Elección y justificación de la coraza

La selección del material para la coraza del intercambiador representa un desafío de diseño distinto al de los componentes internos. Dado que la premisa fundamental de este equipo experimental es la visualización directa y el análisis de la dinámica de fluidos (tales como la formación de turbulencias y el flujo a través de los bafles), el requerimiento primario es la transparencia óptica.

Sin embargo, al tratarse de un equipo de transferencia de calor, el material translúcido seleccionado debe poseer simultáneamente una alta estabilidad térmica para soportar las temperaturas de los fluidos de trabajo sin sufrir deformaciones plásticas. Asimismo, requiere de una resistencia mecánica adecuada para soportar las presiones de operación y poseer una buena maquinabilidad para permitir un ensamblaje hermético y seguro con las bridas y cabezales metálicos previamente seleccionados

Tabla 2-8 Selección de material para la coraza y visores

CRITERIO DE SELECCION	POND	POLICARBONATO		ACRILICO		VIDRIO DE BOROSILICATO		PVC	
		Calif	Punt	Calif	Punt	Calif	Punt	Calif	Punt
RESISTENCIA TERMICA	30%	4	1,2	2	0,6	5	1,5	1	0,3
DISPONIBILIDAD DE MERCADO	20%	4	0,8	3	0,6	2	0,4	5	1
COSTO DE ADQUISICION	15%	3	0,45	4	0,6	1	0,15	5	0,75
AISLANTE TERMICO	15%	5	0,75	3	0,45	2	0,3	3	0,45
RESISTENCIA MECANICA	10%	5	0,5	3	0,3	1	0,1	3	0,3
MAQUINABILIDAD	10%	4	0,4	3	0,3	3	0,3	4	0,4
PUNTUACION TOTAL PONDERADA	100 %	4,1		2,85		2,75		3,2	

Fuente: Elaboración propia

A partir de los resultados obtenidos en la matriz de selección, el Policarbonato (PC) se consolida como el material óptimo para la fabricación de la coraza exterior del intercambiador de calor, alcanzando la mayor puntuación total ponderada (4,10)

2.6.Selección de método de diseño

Una vez establecida la viabilidad constructiva y material del intercambiador de calor, la siguiente fase crítica consiste en la determinación del modelo termohidráulico que

regirá su dimensionamiento analítico. La literatura especializada en la transferencia de calor para equipos de tubo y coraza presenta diversas metodologías empíricas y analíticas, destacando históricamente el Método de Kern y el Método de Bell-Delaware como los estándares para el cálculo riguroso.

Al tratarse de un equipo de naturaleza netamente experimental, diseñado con una coraza transparente para la visualización directa de la dinámica de fluidos, el modelo matemático seleccionado no puede limitarse a arrojar aproximaciones globales y conservadoras. Por el contrario, se requiere un método capaz de predecir, cuantificar y modelar los fenómenos reales de flujo en el lado de la coraza, tales como las corrientes cruzadas, las zonas muertas, fundamentalmente, las fugas a través de las tolerancias entre los bafles y los tubos.

Para definir la metodología óptima, se ha estructurado una matriz de selección basada en criterios de precisión analítica, idoneidad para la validación empírica y capacidad de predicción de la caída de presión, enfrentando la aproximación global del Método de Kern contra el análisis detallado de corrientes del Método de Bell-Delaware.

Tabla 2-9 Selección de método de diseño para el intercambiador de calor de tubos coraza

CRITERIO DE SELECCION	**POND**	**KERN**		**BELL-DELAWARE**	
		Calif	**Punt**	**Calif**	**Punt**
PRECISIÓN EN FENÓMENOS DE FLUJO (BYPASS Y FUGAS)	30%	2	0,6	5	1,5
PRECISIÓN EN LA CAÍDA DE PRESIÓN	25%	2	0,5	5	1,25
IDONEIDAD PARA VALIDACIÓN EXPERIMENTAL	25%	3	0,75	5	1,25
FACILIDAD DE CÁLCULO (TIEMPO ANALÍTICO)	10%	5	0,5	2	0,2

CONSERVADURISMO DEL DISEÑO	10%	2	0,2	4	0,4
PUNTUACION TOTAL PONDERADA	100%	2,55		4,6	

Fuente: Elaboración propia

A partir de los resultados obtenidos en la matriz de selección, el Método de Bell-Delaware se establece como el modelo matemático definitivo para el diseño y simulación termohidráulica del equipo, superando ampliamente al Método de Kern al alcanzar una puntuación total ponderada de 4,60

2.7.Diseño de un intercambiador de calor de tubos y coraza

2.8.Selección de corrientes

Si observamos la tabla 1-6, ya tendremos clara la asignación de corrientes, el fluido o agua caliente deberá ir por la coraza por contar con un caudal muy bajo y el refrigerante que de igual manera será agua deberá ir por los tubos ya que esta ira a un caudal y presión mucho mayor para poder enfriar el agua caliente

2.9.Datos de diseño a partir de una bomba comercial

El laboratorio de operaciones unitarias (LOU) cuenta con grifos que podrían suministrar agua a nuestro sistema de intercambio de calor, el gran detalle es que al provenir de una red común existen caídas de presión, entonces depender del agua que provee el LOU es algo ineficiente sobre todo para realizar pruebas experimentales al equipo con condiciones constantes, además que el caudal máximo es de 0,1L/s, lo cual no es un dato apto para poder realizar el diseño del intercambiador, entonces la solución es basar nuestro diseño a una bomba comercial con la suficiente potencia para suministrar agua a las dos corrientes requeridas por el intercambiador a condiciones constantes, aunque lo correcto sería calcular las caídas de presión del equipo y en base a esos datos comprar la bomba adecuada que pueda romper esa pérdida de carga a lo largo del equipo

Justificación Técnica de la Bomba Seleccionada (Aquastrong EKm80-1)

Teniendo en cuenta las limitaciones del Laboratorio de Operaciones Unitarias (LOU) descritas anteriormente, se ha seleccionado la bomba centrífuga comercial Aquastrong modelo EKm80-1 (marca italiana) como el componente clave para el suministro de fluidos. Los datos técnicos más relevantes para el diseño son:

Potencia: 0,75 kW (1 HP), proporcionando una fuerza motriz robusta para superar la pérdida de carga total del sistema experimental.

Caudal operativo (Q)

De 5 a 50 L/min. Este amplio rango operativo es crucial. Mientras que el grifo del LOU solo proporciona 6 L/min (0,1 L/s), esta bomba puede suministrar hasta 50 L/min (0,83 L/s), lo que permite repartir caudales adecuados (por ejemplo, 25 L/min para la corriente caliente y 25 L/min para la fría) a ambas líneas de servicio del intercambiador.

Carga operativa (H)

De 8 a 56 m. (56 m a 5 L/min y 8 m a 50 L/min). Con una carga máxima (Hmax) de 62 m, la bomba tiene la capacidad de bombear agua a alturas considerables o a través de un intercambiador con deflectores complejos y tuberías de pequeño diámetro, superando fácilmente las caídas de presión que la red del LOU no podía gestionar.

Presión Máxima (Pmax)

Derivada de la carga estática máxima (Hmax) de 62 metros de columna de agua (m.c.a.). Aplicando la relación hidrostática estándar, la bomba genera una presión máxima de inyección de aproximadamente 6,08 bares (equivalentes a 608 kPa o 88,2 PSI). Esta robusta capacidad garantiza que el sistema podrá vencer las caídas de presión (ΔP) intrínsecas del equipo, incluyendo las pérdidas localizadas por el paso a través del haz de tubos y los deflectores, sin riesgo de estancamiento del flujo.

Por tanto, el diseño del intercambiador de calor se ajustará iterativamente para que la pérdida de carga proyectada del sistema para las condiciones de prueba caiga dentro del rango operativo de la bomba (H-Q). Por ejemplo, un punto operativo viable sería diseñar para un caudal total de 30-35 L/min a una carga media, asegurando que los deflectores y el número de tubos no generen una pérdida de carga excesiva. El uso de válvulas de control permitirá ajustar los caudales individuales a los valores de diseño

específicos que se derivarán de este análisis, ahora aplicaremos la misma lógica al dato de caudal de diseño para agua fría, no usando valores máximos, si no valores alcanzables sin la necesidad de llegar al caudal máximo, usaremos como caudal de agua fría 18 L/min para nuestro diseño, permitiendo que la bomba pueda tener más de 2 servicios para algún proceso o prueba experimental que requiera el laboratorio o el mismo sistema de intercambio de calor, al mismo tiempo pudiendo modificar el caudal para llevarlo a condiciones de sobre diseño de caudal y analizar el comportamiento del intercambiador de calor.

El valor de 18 L/min (0.3 L/s) se justifica por dos razones comerciales y operativas:

- Garantía de Régimen Turbulento: Para que un intercambiador sea eficiente, el fluido debe moverse de forma turbulenta. Al dividir esos 18 L/min entre el área transversal de tus tubos, se busca alcanzar una velocidad lineal óptima para el agua (típicamente entre 1.0 y 2.5 m/s). Esta velocidad asegura que el Número de Reynolds sea elevado, lo que dispara el coeficiente convectivo interno (hi) y optimiza la transferencia global de calor (U).
- Autolimpieza por velocidad: Si usar un caudal bajo en los tubos (por ejemplo, invirtiendo los flujos y metiendo los 3.5 L/min ahí), la velocidad caería drásticamente. Un flujo lento (régimen laminar) favorece que las partículas suspendidas se depositen en las paredes, aumentando el ensuciamiento real por encima del Rd de diseño. Los 18 L/min mantienen el fluido con la energía cinética necesaria para evitar depósitos.

Tabla 2-10 Datos geométricos del intercambiador de calor

CORAZA			**TUBOS**		
Di	98,6	mm	Di	6	mm
	0,0986	m		0,006	m
De	101,6	mm	De	8	mm
	0,1016	m		0,008	m
espesor	1,5	mm	espesor	1	mm
	0,0015	m	Δx	0,001	m

paso coraza	1		Np	1	
D otl	96,6	mm	Nt	30	
	0,0966	m	k tubos	16,2	W/m k
esp deflec (B)	0,05	m	Wp	0,01	m
Bc	20%	0,2	PITCH Pt	0,015	m
holgura diametral coraza-deflector (Lsb)	0,003	m	claro C	0,007	m
			Nb	19	
holgura entre haz de tubos y pared interna de la coraza (Lbb)	0,003	m	holgura diametral tubo-deflector (Ltb)	0,0005	m
arreglo triangular de 60º					

Fuente: Elaboración propia

2.10.Datos de flujos del intercambiador de calor de tubo y coraza

Definición de las Condiciones de Frontera y Carga Térmica de Diseño

Para iniciar el dimensionamiento analítico del intercambiador de calor mediante el Método de Bell-Delaware, es imperativo establecer las condiciones de frontera del sistema. Mientras que las temperaturas de entrada y los flujos másicos están dictados por la caracterización de la bomba de suministro y el módulo de calentamiento, las temperaturas de salida deben definirse mediante un criterio de diseño termodinámico.

En este sentido, se estableció como objetivo de diseño operativo que el equipo debe ser capaz de enfriar la corriente caliente desde una temperatura de ingreso de 51°C (definida experimentalmente por la combinación de dos duchas en serie, ambas puestas en el tercer tiempo para el diseño, para cuando se tenga que usar el máximo de 4 tiempos, poder experimentar con temperaturas por encima del diseño y ver el

comportamiento del equipo) hasta una temperatura de salida de 29°C. El agua que se usará como refrigerante proviene del agua de grifo del LOU, oscila entre los 16ºC y 23ºC en diferentes épocas del año y horarios del día, tomando como promedio 20ºC y sin incluir a la capacidad de la torre de enfriamiento. La selección de la temperatura de salida (T salida, caliente) no es arbitraria, sino que responde a tres criterios rigurosos de ingeniería de diseño:

Fijación de la Carga Térmica Nominal (Q)

Al establecer la caída de temperatura de la corriente caliente (ΔT caliente = 22 °C), se fija la carga térmica objetivo del equipo. Aplicando el balance de energía de la Primera Ley de la Termodinámica, el equipo se diseña para transferir una carga térmica nominal.

Criterio de Acercamiento Térmico (Approach)

En el diseño industrial de intercambiadores, la diferencia entre la temperatura de salida del fluido caliente y la temperatura de entrada del fluido frío se conoce como acercamiento térmico. Un acercamiento menor a 5°C requiere un área de transferencia térmicamente infinita y económicamente inviable. En este diseño, el acercamiento es de 9 °C (29 °C – 20 °C), lo cual representa un valor óptimo y realista para un intercambiador de tubo y coraza agua-agua, garantizando un tamaño de equipo construible en laboratorio.

Resolución y Minimización de Error Instrumental

Al forzar al equipo a generar un salto térmico pronunciado de 22°C en el lado de la coraza, se garantiza que, durante la fase de experimentación y validación empírica, el diferencial de temperatura sea lo suficientemente amplio como para absorber los márgenes de error de los termopares o sensores de temperatura, asegurando que los datos recolectados sean estadísticamente significativos.

Balance de energía para la temperatura de salida del agua fría:

Cálculo de la carga térmica cedida

$$Q_{cedido} = m_c * C_p * (T_1 - T_2)$$

Ec (2,9)

$$Q_{cedido} = 0{,}06 * \left(\frac{kg}{s}\right) * 4182(\frac{J}{kg * °C}) * (51 - 29)°C$$

$$Q_{cedido} = 5520{,}4\ W$$

Principio de conservación de energía

Para un diseño no debemos considerar perdidas, hay que pensar que el equipo estará totalmente aislado, quedando:

$$Q_{cedido} = Q_{absorbido} = 5520{,}4\ W$$

Cálculo de la temperatura de salida del fluido frio a partir de la ecuación (2,3)

$$Q_{absorbido} = m_t * C_p * (t_2 - t1)$$

Despejando t2:

$$t_2 = \frac{Q_{absorbido}}{m_t * C_p} + t_1$$

Ec (2,10)

Donde:

$$t_2 = \frac{5520{,}4\ W}{0{,}3 * (\frac{kg}{s}) * 4182(\frac{J}{kg * °C})} + 20°C$$

$$t_2 = 24{,}40\ °C$$

Teniendo como nuestros datos de flujos para nuestro diseño:

Tabla 2-11 Características de fluidos de proceso

AGUA CORAZA FLUIDO CALIENTE			**AGUA TUBOS FLUIDO FRIO**		
mc	3,6	L/min	mt	18	L/min
	0,06	kg/s		0,3	kg/s
ENTRADA	324,15	K	ENTRADA	293,15	K
	51	°C		20	°C
SALIDA	302,15	K	SALIDA	297,55	K
	29	°C		24,4	°C

Fuente: Elaboración propia

2.11.Características de los fluidos

Temperatura media del fluido de la coraza

$$T_{mc} = \frac{51 + 29}{2} = 40°\text{C} = 313.15\ \text{K}$$

Temperatura media del fluido de los tubos

$$T_{mc} = \frac{20 + 24{,}4}{2} = 22{,}2°\text{C} = 295{,}35\ \text{K}$$

Cálculo de la viscosidad dinámica

A partir de la ecuación (1.66) tenemos que:

Coraza

$$\mu_c = \left(0{,}02414 * 10^{\frac{247{,}8}{313{,}15K-140}}\right) * 10^{-3}$$

$$\mu_c = 0{,}00065142788\ \text{Pa} * \text{s}$$

Tubos

$$\mu_t = \left(0{,}02414 * 10^{\frac{247{,}8}{295{,}35\ \text{K}-140}}\right) * 10^{-3}$$

$$\mu_t = 0{,}00095026577\ \text{Pa} * \text{s}$$

Cálculo de la densidad ($\boldsymbol{\rho}$)

A partir de la ecuación (1.49) tenemos que:

Coraza

$$\rho_c = 991{,}789495\,\frac{\text{kg}}{\text{m3}}$$

Tubos

$$\rho_t = 997{,}435009\ \frac{\text{kg}}{\text{m3}}$$

Cálculo de la conductividad térmica dinámica (k)

A partir de la ecuación (1.50) tenemos que:

Coraza

$$k_c = 0{,}558 + 0{,}0021 * 40°C - 0{,}000009 * 40^{2}°C$$

$$k_c = 0{,}6276\,\frac{\text{W}}{\text{m} * °\text{C}}$$

Tubos

$$k_t = 0{,}558 + 0{,}0021 * 22{,}2°C - 0{,}000009 * 22{,}2^2°C$$

$$k_t = 0{,}60018444 \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m} * °\mathrm{C}}$$

2.12.Fuerza impulsora o LMDT

A partir de la ecuación (1.8) tenemos que

$$\Delta t_2 = 51°C - 24{,}4444°C = 26.6°C$$

A partir de la ecuación (1.10) tenemos que

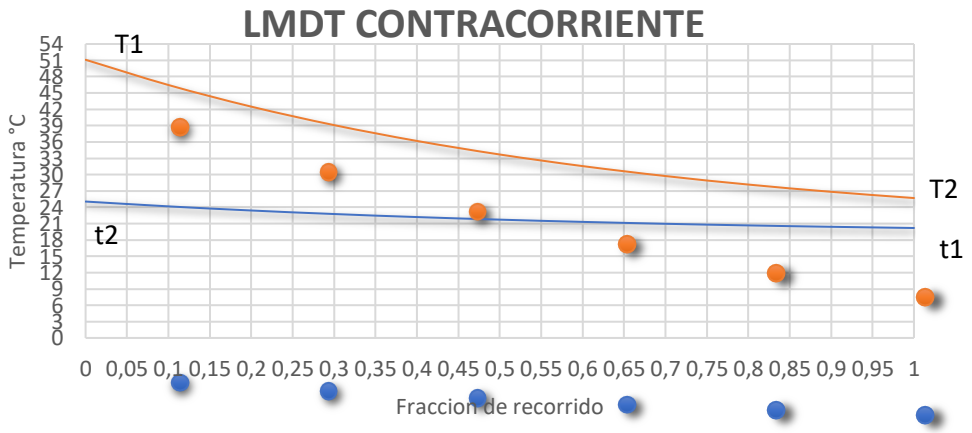
$$\Delta t_1 = 29°C - 20°C = 9°C$$

A partir de la ecuación (1.7) tenemos que

$$\Delta T_{LMDT} = \frac{26{,}6°C - 9°C}{ln\frac{26{,}6°C}{9°C}}$$

$$\Delta T_{LMDT} = 16{,}24085725°C$$

Gráfica 2-1 LMDT de diseño



Fuente: Elaboración propia

2.13.Diseño térmico de un intercambiador de calor de tubo y coraza por el método de Bell-Delaware

2.14.Desarrollo matemático del área de la coraza

2.15.Diseño térmico

Cálculo de las secciones de flujo

Cálculo de la sección de flujo transversal puro (Scr)

A partir de la ecuación (1.66) tenemos que

$$S_{cr} = 0{,}05m * (0{,}0986m - 0{,}0966m + \frac{0{,}0966m - 0{,}008m}{0{,}015m} * (0{,}015m - 0{,}008m)$$

$$S_{cr} = \ 0{,}002167333 \text{ m}^2$$

Cálculo del ángulo del corte del deflector (θds)

A partir de la ecuación (1.68) tenemos que:

$$\theta_{ds} = 2 * arccos * (1 - 2 * 0{,}25)$$

$$\theta_{ds} = 1{,}854590436 \text{ rad}$$

Cálculo del área bruta de la ventana (Swg)

A partir de la ecuación (1.69) tenemos que:

$$S_{wg} = \left(\frac{0{,}0986^2 m}{8}\right) * (1{,}854590436 \ \text{rad} - \text{sin}(1{,}854590436 \text{ rad}))$$

$$S_{wg} = \ 0{,}001087147 \text{ m}^2$$

Cálculo de la fracción del área de la ventana (Fw)

A partir de la ecuación (1.72) tenemos que:

$$F_w = \frac{1{,}854590436 - \text{sen}(1{,}854590436\ )}{2 * \pi}$$

$$F_w = 0{,}14237849$$

Cálculo del número de tubos en ventana (Ntw)

A partir de la ecuación (1.71) tenemos que:

$$N_{tw} = 0{,}14237849 * 30$$

$$N_{tw} = 4{,}271354698 = 4 \text{ tubos}$$

Cálculo del área ocupada por los tubos (Swt)

A partir de la ecuación (1.70) tenemos que:

$$S_{wt} = 4 * (\frac{\pi * 0{,}008^2 m}{4})$$

$$S_{wt} = 0{,}000214702 \text{ m}^2$$

Cálculo de flujo en la ventana del deflector (Sw)

A partir de la ecuación (1.67) tenemos que:

$$S_w = 0{,}001087147\text{m}^2 - 0{,}000214702\text{m}^2$$

$$S_w = 0{,}000872445\ m^2$$

Cálculo de numero efectivo de tubos en flujo cruzado puro (Ntc)

A partir de la ecuación (1.74) tenemos que:

$$N_{tc} = 30 - 2 * 4{,}271354698$$

$$N_{tc} = 21{,}4572906 = 22\ tubos$$

Calculo sección de fuga tubo-deflector (Stb)

A partir de la ecuación (1.73) tenemos que:

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} * ((0{,}008m + 0{,}0005m)^2 - 0{,}008^2 m) * 22$$

$$S_{tb} = 0{,}0002851\ \text{m}^2$$

Calculo sección de fuga coraza-deflector (Ssb)

A partir de la ecuación (1.75) tenemos que:

$$S_{sb} = \frac{\pi * 0{,}0986m * 0{,}003m}{2} * (1 - \frac{1{,}854590436}{2 * \pi})$$

$$S_{sb} = 0{,}000327495\ \text{m}^2$$

Calculo sección de derivación o bypass del haz (Sbp)

A partir de la ecuación (1.76) tenemos que:

$$S_{bp} = 0{,}05m * ((0{,}0986m - 0{,}0966m) + \frac{1}{2} * 1 * 0{,}01m$$

$$S_{bp} = 0{,}00035\ \text{m}^2$$

Cálculo de las relaciones adimensionales de la coraza

Fracción de fuga de la coraza

A partir de la ecuación (1.77) tenemos que:

$$r_s = \frac{0{,}000327495}{0{,}000327495 + 0{,}0002851}$$

$$r_s = 0{,}53$$

Relación de Área de Fuga Total (r lm)

A partir de la ecuación (1.78) tenemos que:

$$r_{lm} = \frac{0{,}000327495 + 0{,}0002851}{0{,}002167333}$$

$$r_{lm} = 0{,}28264878$$

Relación de Área de Derivación o Bypass (r b)

A partir de la ecuación (1.79) tenemos que:

$$r_b = \frac{0{,}00035}{0{,}002167333}$$

$$r_b = 0{,}16148877$$

Cálculo de la velocidad másica de la coraza (Gc)

A partir de la ecuación (1.80) tenemos que:

$$G_c = \frac{0{,}06\ kg/s}{0{,}002167333\text{m}^2}$$

$$G_c = 27{,}6837896\ \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 * s}$$

Cálculo del número de Reynolds de la coraza (Re c)

A partir de la ecuación (1.81) tenemos que:

$$Re_c = \frac{27{,}6837896 * 0{,}008}{0{,}00095026577}$$

$$Re_c = 339{,}976722$$

Análisis de la transferencia de calor en la coraza

Cálculo del factor de Colburn para Transferencia de Calor Ideal (ji)

A partir de la ecuación (1.84) tenemos que:

$$J_i = 0{,}321 * 339{,}976722^{-0{,}388}$$

$$J_i = 0{,}03344281$$

Cálculo del coeficiente Ideal de Flujo Cruzado (h id)

A partir de la ecuación (1.83) tenemos que:

$$h_{id} = 0{,}03344281 * 4180 * 27{,}6837896 * \left(\frac{0{,}6276}{4180 * 0{,}00095026577}\right)^{\frac{2}{3}} * 1$$

En este caso al entender que la viscosidad dinámica evaluada a la temperatura de la pared externa del tubo depende de los coeficientes ht y hc, que en este punto del cálculo

no se tiene, el factor de corrección de Sieder-Tate se asume 1 para después conociendo ht y hc se haga la respectiva corrección

$$h_{id} = 1454{,}78264\,\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m}^2 * \mathrm{K}}$$

Calculo fracción de tubos en flujo cruzado (Fc)

A partir de la ecuación (1.86) tenemos que:

$$F_c = \frac{22}{30}$$

$$F_c = 0{,}733333$$

Cálculo del factor de configuración del deflector (Jc)

A partir de la ecuación (1.83) tenemos que:

$$J_c = 0{,}55 + 0{,}72 * 0{,}733333$$

$$J_c = 1{,}078$$

Calculo factor de fuga de los deflectores (Jl)

A partir de la ecuación (1.87) tenemos que:

$$J_l = 0.44(1 - 0{,}53) + [1 - 0.44(1 - 0{,}53)] * exp(-2.2 * 0{,}28264878)$$

$$J_l = 0{,}63178075$$

Cálculo de factor de bypass del haz (J b)

A partir de la ecuación (1.87) tenemos que:

Siendo el número de Reynolds 339,37 el factor C = 1,25

$$Jb = \exp(-1{,}25 * 0{,}16148877)$$

$$Jb = 0{,}81720854$$

Factor de Espaciamiento Desigual de los Deflectores Extremos (Js) y Factor de Gradiente Adverso (Jr)

$$J_s = Jr = 1$$

Cálculo de coeficiente de película real de la coraza

A partir de la ecuación (1.82) tenemos que:

$$h_c = 1454{,}78264 * 1{,}078 * 0{,}63178075 * 0{,}81720854 * 1 * 1$$

$$h_c = 809{,}685118\,\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m}^2 * \mathrm{K}}$$

2.16.Desarrollo matemático del área de los tubos

2.17.Diseño térmico

Cálculo sección de flujo transversal en los tubos (St):

A partir de la ecuación (1.102) tenemos que:

$$S_t = \frac{30}{1} * \frac{\pi * 0{,}006^2}{4}$$

$$S_t = 0{,}00084823 \text{ m}^2$$

Cálculo velocidad másica en los tubos (Gt)

A partir de la ecuación (1.103) tenemos que:

$$G_t = \frac{0{,}3 kg/s}{0{,}00084823 \text{m}^2}$$

$$G_t = 353{,}677651 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 * s}$$

Cálculo de velocidad lineal (vt)

A partir de la ecuación (1.104) tenemos que:

$$v_t = \frac{353{,}677651}{997{,}435009}$$

$$v_t = 0{,}35458716 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Cálculo del número de Reynolds de los tubos (Re t)

A partir de la ecuación (1.62) tenemos que:

$$Re_t = 353{,}677651 * \frac{0{,}006}{0{,}00095026577}$$

$$Re_t = 2233{,}12885$$

Cálculo del número de Prandtl de los tubos (Pr t)

A partir de la ecuación (1.105) tenemos que:

$$\text{Pr}_t = 4180(\frac{J}{kg * °C}) * \frac{0{,}00095026577}{0{,}60018444}$$

$$\text{Pr}_t = 6{,}61815046$$

Cálculo del número de Nusselt de los tubos (Nu t)

A partir de la ecuación (1.107) tenemos que

$$Nu_t = 0{,}023 * 2233{,}12885_t^{0,8} * Pr_t^{0,4}$$

$$Nu_t = 23{,}3966412$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor interno (ht)

A partir de la ecuación (1.106) tenemos que

$$h_t = 23{,}3966412 * \frac{0{,}60018444}{0{,}006}$$

$$h_t = 2340{,}38334 \ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m}^2 * \mathrm{K}}$$

$$h_{io} = 2340{,}38334 * \left(\frac{0{,}006}{0{,}008}\right)$$

$$h_{io} = 1755{,}2875 \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m}^2 * \mathrm{K}}$$

Determinación de la temperatura de la pared del tubo

A partir de la ecuación (1.44) tenemos que

$$t_w = 295{,}35 + \frac{809{,}685118}{1755{,}2875 + 809{,}685118} * (313{,}15 - 295{,}35)$$

$$t_w = 300{,}968927 \ \mathrm{K} = 27{,}8189275 ℃$$

Viscosidad evaluada a la temperatura de la pared del tubo

A partir de la ecuación (1.66) tenemos que:

Coraza

$$\mu_w = \left(0{,}02414 * 10^{\frac{247{,}8}{300{,}968927 - 140}}\right) * 10^{-3}$$

$$\mu_w = 0{,}00083592 \ \mathrm{Pa} * \mathrm{s}$$

Corrección del coeficiente Ideal de Flujo Cruzado (h id)

A partir de la ecuación (1.83) tenemos que:

$$h_{id-corregido} = 0{,}0334 * 4180 * 27{,}683 * \left(\frac{0{,}6276}{4180 * 0{,}00095}\right)^{\frac{2}{3}} * \left(\frac{0{,}00065142}{0{,}00083592}\right)^{0{,}14}$$

$$h_{id-corregido} = 1404{,}870606 \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m}^2 * \mathrm{K}}$$

Corrección de coeficiente de película real de la coraza

A partir de la ecuación (1.82) tenemos que:

$$h_{c-corregido} = 1404{,}870606 * 1{,}078 * 0{,}63178075 * 0{,}81720854 * 1 * 1$$

$$h_{c-corregido} = 781{,}9056881 \ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m}^2 * \mathrm{K}}$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor

A partir de la ecuación (1.41) tenemos que:

Coeficiente de diseño

$$\frac{1}{U_{dis}} = \frac{1}{781{,}9} + 0{,}000176 + \frac{0{,}1016 * \ln\left(\frac{0{,}101}{0{,}098}\right)}{2 * 16{,}2} + 0{,}00017 * \left(\frac{0{,}101}{0{,}098}\right) + \frac{1}{1755{,}28} * \left(\frac{0{,}1016}{0{,}0986}\right)$$

$$\frac{1}{U_{dis}} = 0{,}00217055$$

$$U_{diseño} = 460{,}7128139 \left(\frac{W}{m^2 * K}\right)$$

Coeficiente limpio

$$\frac{1}{U_{limpio}} = \frac{1}{781{,}905 \left(\frac{W}{m^2 * K}\right)} + \frac{0{,}1016m * \ln\left(\frac{0{,}1016m}{0{,}0986m}\right)}{2 * 16{,}2} + \frac{1}{1755{,}2875 \left(\frac{W}{m^2 * K}\right)} * \left(\frac{0{,}1016m}{0{,}0986m}\right)$$

$$\frac{1}{U_{limpio}} = 0{,}001813195 \left(\frac{m^2 * K}{W}\right)$$

$$U_{limpio} = 551{,}512783 \left(\frac{W}{m^2 * K}\right)$$

2.18.Cálculo de la longitud del intercambiador de calor de tubo y coraza

A partir de la ecuación (1.6) tenemos que:

$$A_{req} = \frac{Q_{cedido}}{U_{dis} * \Delta T_{lmdt}} \qquad \text{Ec (2.1)}$$

$$A_{req} = \frac{5520{,}4W}{460{,}7128139 \left(\frac{W}{m^2 * °C}\right) * 16{,}24085725°C}$$

$$A_{req} = 0{,}73741331\ m^2$$

El área de un solo tubo

La superficie exterior de un cilindro (que es por donde ocurre la transferencia de calor convectiva) se calcula multiplicando su perímetro (la circunferencia) por su longitud.

$$A_{un\,tubo} = \pi \cdot d_e \cdot L$$

Ec (2,2)

El área total del equipo (Areq)

Si se tiene un haz de tubos, el área total de transferencia de calor que necesita el equipo es simplemente el área de un tubo multiplicada por el número total de tubos (Nt) que hay en la coraza:

$$L_{real} = \frac{A_{req}}{N_t * \pi * de}$$

Ec (2,3)

$$L_{real} = \frac{0{,}73741331 m^2}{30 * \pi * 0{,}008 m}$$

$$L_{real} = 0{,}978024779\ m$$

2.19.Diseño hidráulico

2.20.Cálculo de la caída de presión de la coraza

Cálculo del factor de fricción ideal

Tabla 2-12 Coeficientes para Factor de Fricción Ideal (fi) - Arreglo triangular

Coeficientes para Factor de Fricción Ideal (fi) - Arreglo triangular 60°			
Rango de Re c	**b1**	**b2**	**b (o b3)**
10^4 - 10^5	0.0361	-0.077	0.092
10^3 - 10^4	0.0815	-0.220	0.092
100 - 10^3	1,187	-0,587	0,092
10 - 100	43.10	-1.350	0.092
< 10	274.0	-1.730	0.092

Fuente: Serth, R. W. (2007). ***Process Heat Transfer: Principles and Applications*****. Academic Press.** ***(En el Capítulo 8, en la sección de caída de presión del método de Bell-Delaware).***

A partir de la ecuación (1.92) tenemos que:

$$f_{id} = 1{,}187 * \left(\frac{1{,}33}{\frac{0{,}015}{0{,}008}}\right)^{0{,}092} * 339{,}9767221^{-0{,}587}$$

$$f_{id} = 0{,}037563693$$

Cálculo del número efectivo de filas de tubos cruzadas en un solo paso de flujo transversal (Nrcc)

A partir de la ecuación (1.93) tenemos que:

$$N_{r,cc} = \frac{0{,}1016 * (1 - 2 * 0{,}2)}{0{,}5 * 0{,}015}$$

$$N_{r,cc} = 8{,}128 = 8\ tubos$$

Cálculo de la presión en flujo cruzado ideal ($\Delta p_{\{b,id\}}$)

A partir de la ecuación (1.91) tenemos que:

$$\Delta p_{\{b,id\}} = \frac{2 * 0{,}037563693 * 0{,}06^2 * 8}{991{,}7894952 * \left(\frac{0{,}000651428}{0{,}00083592}\right)^{0{,}14}}$$

$$\Delta p_{\{b,id\}} = 0{,}480929731 \text{ Pa}$$

Cálculo de paso paralelo al flujo (Ppp)

A partir de la ecuación (1.96) tenemos que:

$$P_{pp} = 0{,}5 * 0{,}015$$

$$P_{pp} = 0{,}0075$$

Cálculo del número efectivo de filas de tubos en la zona de la ventana (Nr, cw)

A partir de la ecuación (1.95) tenemos que:

$$N_{r,cw} = \frac{0{,}8 * 0{,}2 * 0{,}1016}{0{,}0075}$$

$$N_{r,cw} = 2{,}167466667 = 2 \text{ tubos}$$

Cálculo de caída de presión ideal en la ventana ($\Delta p\{w, id\}$)

A partir de la ecuación (1.94) tenemos que:

$$\Delta p_{\{w,id\}} = \frac{0{,}06 * (2 + 0{,}6 * 2)}{2 * 991{,}7894952 * 0{,}002167333 * 0{,}000872445}$$

$$\Delta p_{\{w,id\}} = 3{,}07142055\ Pa$$

Cálculo área de bypass (Sb)

A partir de la ecuación (1.97) tenemos que:

$$S_b = 0{,}05 * (0{,}09896 - 0{,}0966)$$

$$S_b = 0{,}0001\ m^2$$

Cálculo área de fuga total (Sl)

A partir de la ecuación (1.98) tenemos que:

$$S_l = 0{,}0002851 + 0{,}000327495$$

$$S_l = 0{,}000612594\ m^2$$

Cálculo factor de corrección por bypass (Rb)

A partir de la ecuación (1.99) tenemos que:

$$R_b = \exp(-3{,}7 * 0{,}161488773)$$

$$R_b = 0{,}843060376$$

Factor de corrección por fugas (Rl)

A partir de la ecuación (1.101) y (1.100) tenemos que:

$$p = -0{,}15 * (1 + 0{,}53) + 0{,}8$$

$$p = 0{,}569809566$$

$$R_l = \exp\left(-1{,}33 * (1 + 0{,}53) * 0{,}282648781^{0{,}569809566}\right)$$

$$R_l = 0{,}370282563$$

A partir de la ecuación (1.90) tenemos que:

$$\Delta P_c = \left((19 - 1) * 0{,}480929731 * 0{,}843060376 + 19 * 3{,}07142055\right) * 0{,}370282563 + 2 * 0{,}480929731 * \left(1 + \frac{2}{8}\right) * 0{,}843060376 * 1$$

$$\Delta P_c = 25{,}32458583\ Pa = 0{,}000253246\ bar$$

2.21.Cálculo de caída de presión en los tubos

Cálculo del factor de fricción (fD)

$$f_D = \frac{64}{2233,128846}$$

$$f_D = 0,028659341$$

$$\Delta p_t = \frac{997,4350095 * 0,354587164^2}{2} * \left(\frac{0,028659341 * 0,978024779 * 1}{0,006} + 1,5 * 1\right)$$

$$\Delta p_t = 386,9882328\ Pa = 0,003869882\ bar$$

2.22.Diseño de una torre de enfriamiento por el método de Merkel

2.23.Definición de parámetros de diseño

Condiciones del aire

Temperatura de bulbo seco o temperatura real del aire = 25 °C

Temperatura de bulbo húmedo = 17 °C

Presión atmosférica a las condiciones de Tarija = 0,8106 bar

Fuente: SENAHMI

Condiciones del agua d

Temperatura de entrada = 36 °C

Flujo masico de agua = 0,3 kg/s

Temperatura de salida = 26 °C

Parámetros de diseño de la torre

De tiro inducido

Área definida por ventilador = 0,1521 m^2

Relleno de película corrugada

Para el dimensionamiento de la torre de enfriamiento, se asume un comportamiento termodinámico análogo al de un empaque de película corrugada comercial. De acuerdo con la literatura clásica de diseño (Treybal, 1980; Perry & Green, 2008), los

coeficientes globales volumétricos de transferencia de masa (kYa) para este tipo de geometrías oscilan típicamente entre 0.7 y 1.5 $\frac{kg}{m^3*s}$bajo condiciones estándar de flujo. Para efectos de este proyecto y considerando el uso de un material no estandarizado (láminas plásticas onduladas), se adopta un valor conservador de kYa = 1.0 $\frac{kg}{m^3*s}$. Esta aproximación garantiza un ligero sobredimensionamiento del volumen de la torre, asegurando que el equipo auxiliar cumpla con la demanda de enfriamiento del circuito principal.

Cálculo de la entalpia de la entrada del aire

Cálculo de la presión de saturación ($P_{sat,bh}$)

Calculamos cuál sería la presión del vapor si el aire estuviera 100% saturado a la temperatura del bulbo húmedo (17°C). Usaremos la ecuación de Tetens:

$$P_{sat,bh} = 0{,}61078 * \exp\left(\frac{17{,}27 * T_{bh}}{T_{bh} + 237{,}3}\right)$$

Ec (2,11)

$$P_{sat,bh} = 0{,}61078 * \exp\left(\frac{17{,}27 * 17°C}{17°C + 237{,}3}\right)$$

$$P_{sat,bh} = 1{,}938\ kPa = 1938\ Pa$$

Cálculo de humedad absoluta de saturación (Y`sat)

$$Y`_{sat} = 0{,}622 * \frac{P_{sat,bh}}{P_{atm} - P_{sat,bh}}$$

Ec (2,12)

$$Y`_{sat} = 0{,}622 * \frac{1{,}938Kpa}{81{,}06Kpa - 1{,}938Kpa}$$

$$Y`_{sat} = 0{,}01523\frac{kg}{kg}$$

Cálculo de humedad absoluta real (Y`)

$$Y`_1 = \frac{Y`_{sat} * h_{fg} - c_{pa} * (T_{bs} - T_{bh})}{h_{fg} + c_{pv} * (T_{bs} - T_{bh})}$$

Ec (2,13)

Ahora aplicamos la ecuación de la carta psicrométrica para el bulbo húmedo. Se necesitan las capacidades caloríficas

Del aire $c_{pa} = 1.006 \frac{kJ}{kg^{\circ}C}$,

Del vapor $c_{pv} = 1.84 \frac{kJ}{kg^{\circ}C}$

calor latente de vaporización a Tbh $h_{fg} = 2460.5 \frac{kJ}{kg}$

$$Y`_1 = \frac{0{,}01523 * 2460{,}5 - 1{,}006 * (25°C - 17°C)}{2460{,}5 + 1{,}84 * (25°C - 17°C)}$$

$$Y`_1 = 0{,}011879316 \frac{kg\ agua}{kg\ de\ aire\ seco}$$

Cálculo de entalpia ($H`_1$)

La entalpía de la mezcla aire-vapor se calcula asumiendo una temperatura de referencia de 0°C. Es la suma del calor sensible del aire seco más el calor sensible y latente del vapor de agua que contiene.

$$H`_1 = c_{pa} * T_{bs} + Y`_1 * (h_{g(0°C)} + c_{pv} * T_{bs})$$

Ec (2,14)

$$H`_1 = 1{,}006(\frac{kj}{kg * °C}) * 25°C + 0{,}011879316 * (2501(\frac{kj}{kg}) + 1{,}84(\frac{kj}{kg * °C}) * 25°C)$$

$$H`_1 = 55{,}48471296 \frac{kj}{kg}$$

2.24.Curva de equilibrio y línea de operación mínima

Para armar la curva de equilibrio en procesos de transferencia de masa y calor, se asume que la temperatura de bulbo seco es igual a la de bulbo húmedo porque la curva representa el estado de saturación total, siguiendo el procedimiento anterior se saca una tabla de valores para armar nuestra curva de equilibrio

Tabla 2-13 Curva de equilibrio

CURVA DE EQUILIBRIO		
Y` $(\frac{kj}{kg})$	**T °C**	**H`** $(\frac{kj}{kg})$
0,01848543	20	67,0934757
0,02098685	22	75,5431085
0,02379262	24	84,7872092
0,02693723	26	94,91712
0,03045924	28	106,035088
0,03440184	30	118,255873
0,03881365	32	131,708662
0,0437495	34	146,539381
0,04927151	36	162,913474
0,05545034	38	181,019297
0,06236674	40	201,072265

Fuente: Elaboración propia

Línea de operación mínima

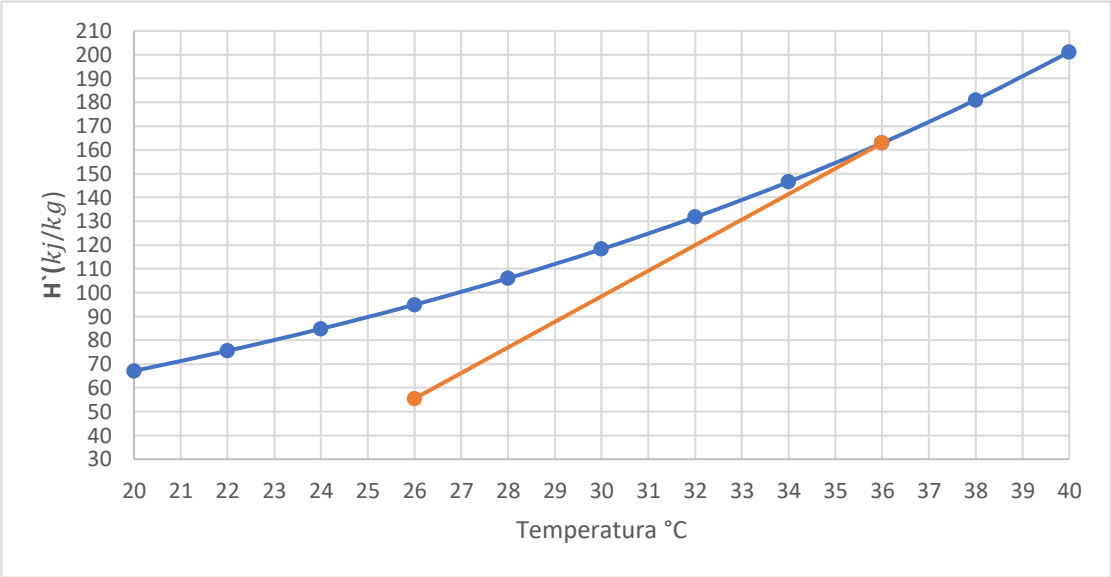
Con los valores de entrada y salida del agua requerida por la torre y la entalpia calculada de la entrada del aire en nuestra tabla de la curva de equilibrio buscamos la entalpia a 36 °C, con estos 4 valores podemos graficar nuestra línea de operación mínima

Tabla 2-14 Línea de operación mínima

LINEA DE OPERACIÓN MÍNIMA		
N°	**TºC**	**H`** $(\frac{kj}{kg})$
1	26	55,484713
2	36	162,913474

Fuente: Elaboración propia

Gráfica 2-2 Curva de equilibrio y línea de operación mínima



Fuente: Elaboración propia

Ya con estos valores podemos definir el flujo de aire mínimo que debe pasar por la torre, previamente ya teníamos definido el área de la torre en base a ventiladores estándar de mercado, también asumimos que no existen pérdidas de agua en el equipo por lo cual el flujo de agua en la entrada es el mismo que en la salida

Ahora para hallar el flujo de aire mínimo requerido por el sistema partimos por un simple balance sin perdidas:

Calor cedido por el agua= calor ganado por el aire

Donde:

$$L_F * Cp_{H2O} * (T_2 - T_1) = G_{aire-minimo} * (H_2 - H_1)$$

Ec (2,15)

Despejando:

$$G_{aire-minimo} = L_F * Cp_{H2O} * \frac{(T`_2 - T`_1)}{H`_2 - H`_1}$$

$$G_{aire-minimo} = 0{,}3 * 4{,}18 * \frac{36 - 26}{162{,}913474 - 55{,}484713}$$

$$G_{aire-minimo} = 0{,}116728517 \frac{kg}{s}$$

Con este valor podemos determinar que ventilador es el indicado para nuestra torre, pero no debemos trabajar con el flujo de aire mínimo, para nuestro diseño será dos veces más que el flujo de aire mínimo, así obteniendo nuestro flujo de aire operativo

$$G_{aire-operativo} = 4{,}3 * G_{aire-minimo}$$

Ec (2,16)

$$G_{aire-operativo} = 0{,}501932625\,\frac{kg}{s}$$

Con este dato podemos calcular el flujo de aire seco por unidad de área de sección transversal (A) de la torre donde:

$$\mathrm{G``} = \frac{G_{aire-operativo}}{\mathrm{A}}$$

Ec (2,17)

$$\mathrm{G``} = \frac{0{,}501932625\,\frac{kg}{s}}{0{,}1521\mathrm{m}^2}$$

$$\mathrm{G``} = 3{,}300017259\left(\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s} * \mathrm{m}^2}\right)$$

Entonces con este nuevo dato por medio del mismo balance despejamos la entalpia de salida de la ecuación (2,15)

$$H`_2 = \frac{L_F * Cp_{H2O} * (T`_2 - T`_1)}{G_{aire-operativo}} + H`_1$$

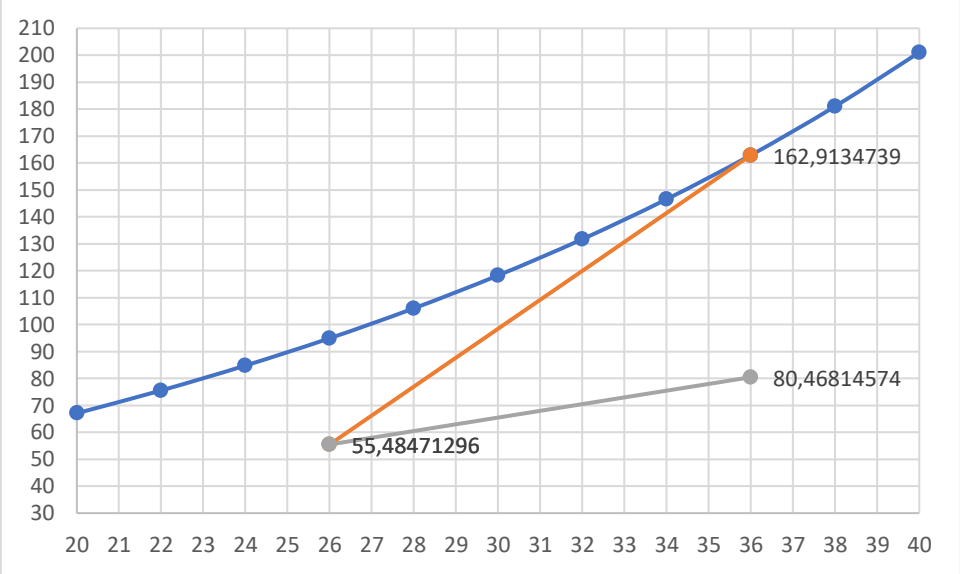
Ec (2,18)

$$H`_2 = \frac{0{,}3\left(\frac{kg}{s}\right) * 4{,}18\left(\frac{kj}{kg * °C}\right) * (36°C - 26°C)}{0{,}501932625\left(\frac{kg}{s}\right)} + 55{,}48471296\left(\frac{kj}{kg}\right)$$

$$H`_2 = 80{,}25570995\,\frac{kj}{kg}$$

Con esos datos obtenemos nuestra línea de operación

Gráfica 2-3 Curva de equilibrio y línea de operación



Fuente: Elaboración propia

2.25.Cálculo del número de unidades de transferencia

Como siguiente paso debemos resolver nuestra integral que vendría a ser nuestro NUT, y para resolverlo usaremos el método de los trapecios, donde este método resuelve la integral de Merkel dividiendo el rango de temperaturas en pequeños segmentos y sumando sus áreas bajo la suposición de que el comportamiento entre puntos es lineal.

$$NUT = \int_{H`_1}^{H`_2} F dH$$

Ec (2,19)

$$F = \frac{1}{H`_i - H`}$$

Ec (2,20)

$$Areas = 0{,}5 * (F_{2+n} + F_{1+n}) * (\mathrm{H`_{2+n}} - \mathrm{H`_{1+n}})$$

Ec (2,21)

Siguiendo el método previo para hallar la humedad y entalpia, pero entre el rango de temperaturas de nuestra línea de operación e interpolando las temperaturas en el rango de nuestra línea de operación y manteniendo la suposición que no hay perdidas de presión, tenemos que:

Tabla 2-15 Resolución de integral por el método de los trapecios

N°	T ºC	H`(kj/kg)	Y`(kj/kg)	ENTALPIA DE LA INTERFAZ	F	Áreas m^2
1	26	55,484713	0,026937235	94,91711997	0,02535985	0,03273095
2	26,5263158	56,7996305	0,027825812	97,74265721	0,02442418	0,03151878
3	27,0526316	58,114548	0,028741253	100,6385524	0,02351613	0,03034313
4	27,5789474	59,4294655	0,029684334	103,6068673	0,02263601	0,02920429
5	28,1052632	60,744383	0,030655855	106,6497283	0,02178396	0,02810236
6	28,6315789	62,0593005	0,031656643	109,7693285	0,02095995	0,0270372
7	29,1578947	63,374218	0,032687548	112,9679304	0,02016385	0,02600854
8	29,6842105	64,6891356	0,033749449	116,2478688	0,01939536	0,02501595
9	30,2105263	66,0040531	0,034843252	119,6115534	0,01865411	0,02405887
10	30,7368421	67,3189706	0,035969893	123,0614721	0,01793963	0,02313665
11	31,2631579	68,6338881	0,037130337	126,6001938	0,0172514	0,02224855
12	31,7894737	69,9488056	0,038325582	130,230372	0,01658882	0,02139375
13	32,3157895	71,2637231	0,039556657	133,9547482	0,01595125	0,02057139
14	32,8421053	72,5786407	0,040824626	137,7761555	0,01533801	0,01978057
15	33,3684211	73,8935582	0,042130591	141,6975225	0,0147484	0,01902035
16	33,8947368	75,2084757	0,043475686	145,7218776	0,0141817	0,01828977
17	34,4210526	76,5233932	0,044861089	149,8523526	0,01363718	0,01758785
18	34,9473684	77,8383107	0,046288015	154,0921883	0,01311409	0,01691364
19	35,4736842	79,1532282	0,047757722	158,4447381	0,01261169	0,01626615
20	36	80,4681457	0,049271513	162,9134739	0,01212925	

Fuente: Elaboración propia

Sumando las áreas tenemos que:

NUT= 0,449228754

2.26.Cálculo de altura de una unidad de transferencia

$$AUT = \frac{3{,}300017259}{1}$$

$$AUT = 0{,}506237194$$

2.27.Cálculo de la altura del empaque de la torre de enfriamiento

$$Z = 0{,}449228754 * 3{,}300017259$$

$$Z = 1{,}482462641\ m$$

2.28.Rendimiento teórico

Cálculo del rango de enfriamiento

$$R = T_{entrada} - T_{sumidero}$$

$$R = 36°C - 26°C$$

$$R = 10\ ℃$$

Cálculo del approach

$$A = T_{sumidero} - T_{bh}$$

$$A = 26°C - 17°C$$

$$A = 9\ ℃$$

Cálculo eficiencia térmica

$$\eta = \left(\frac{R}{R + A}\right) * 100$$

$$\eta = \frac{10}{10 + 9} * 100$$

$$\eta = 52{,}63\ \%$$

2.29.Diseño de un banco de pruebas

Instrumentación y Sistema de Adquisición de Datos (DAQ)

Para la evaluación del rendimiento térmico del intercambiador de tubo y coraza, se ha diseñado un sistema de adquisición de datos automatizado basado en la plataforma de hardware libre Arduino. Esto permite una captura de datos simultánea y precisa de las variables de entrada y salida, reduciendo el error humano asociado a las lecturas analógicas.

Medición de Temperatura (Termometría Digital):

Para registrar el gradiente térmico a la entrada y salida, se utilizan sensores sumergibles DS18B20. A diferencia de los termopares analógicos, la teoría de este instrumento se basa en un termómetro digital de estado sólido. Internamente, cuenta con un sensor de temperatura de silicio y un convertidor analógico-digital (ADC) de alta resolución. Envía la información al Arduino mediante un protocolo de comunicación 1-Wire, lo que elimina las pérdidas de señal y el ruido eléctrico en los cables, garantizando lecturas exactas del calor sensible absorbido por el agua.

Figura 2-1 sensor de temperatura



Fuente: Maxim Integrated. (2015).

Medición de Caudal (Efecto Hall)

El control del flujo másico es crítico para determinar el coeficiente global de transferencia de calor (U) en el intercambiador. El sensor YF-S201 contiene un rotor de álabes con un imán permanente. Al circular el agua, el rotor gira a una velocidad proporcional al caudal. Un sensor de Efecto Hall integrado detecta cada revolución del imán y envía un pulso eléctrico al Arduino. El microcontrolador calcula la frecuencia de estos pulsos (f) para determinar el caudal volumétrico (Q) mediante la ecuación de calibración del fabricante: Q (L/min) = f / 7.5.

Figura 2-2 sensor de flujo



Fuente: Maxim Integrated. (2015).

Medición de Presión y Caídas de Carga (Manometría de Tubo de Bourdon)

Para cuantificar la presión estática del fluido de servicio y determinar las pérdidas de energía mecánica a lo largo del sistema y del intercambiador de tubo y coraza, se emplean manómetros analógicos de tubo de Bourdon. Este instrumento se basa en el principio de deformación elástica de los materiales. Su componente principal es un tubo metálico de sección transversal elíptica, sellado en un extremo y curvado en forma de "C". Cuando el fluido de servicio ingresa al tubo a una presión superior a la atmosférica, la sección elíptica tiende a ensancharse volviéndose circular, lo que provoca que el tubo se enderece levemente. Este desplazamiento mecánico lineal es directamente proporcional a la presión del fluido y se transmite mediante un mecanismo de piñón y cremallera hacia una aguja indicadora frontal.

Figura 2-3 Manómetro analógico



Fuente: Creus, A. (2011). *Instrumentación Industrial* (8ª ed.). Marcombo

Los manómetros, calibrados con escalas de lectura en bar y psi, se instalan estratégicamente en las líneas de entrada y salida de las secciones de interés. La caída

de presión (ΔP) por fricción en las tuberías y la coraza/tubos se determina mediante la diferencia aritmética de las lecturas estáticas locales:

$$\Delta P = P\{entrada\} - P\{salida\}$$

La precisión de estas lecturas mecánicas complementa los datos de los sensores digitales (temperatura y caudal), conformando un panorama termohidráulico completo que permite evaluar tanto la transferencia de calor como el requerimiento de potencia de bombeo para vencer la resistencia al flujo en el intercambiador.

Conceptualización del Banco de Pruebas como Unidad Auxiliar

Generación de Carga Térmica

El arreglo de las dos duchas eléctricas permite simular diferentes cargas térmicas de entrada. Al ser resistencias eléctricas de paso, se puede controlar la temperatura del agua de alimentación al intercambiador variando el caudal de paso o el controlador integrado. Menores caudales en las duchas resultan en temperaturas de entrada al intercambiador más elevadas, permitiendo estudiar el comportamiento del equipo principal bajo distintos gradientes de temperatura.

Dinámica de Flujo y Control de Variables

El sistema permite establecer las condiciones de contorno necesarias para aplicar los métodos de cálculo de intercambiadores de calor (Método LMTD o Método NTU). Las lecturas obtenidas por los sensores YF-S201 y DS18B20 a través del Arduino proporcionan los datos de entrada para los balances de masa y energía, permitiendo calcular la eficiencia del intercambiador de tubo y coraza de manera dinámica.

Selección de tubos o cañerías para el sistema de intercambio de calor

Para garantizar un transporte eficiente del agua entre los circuitos del intercambiador de calor y la torre de enfriamiento, es fundamental seleccionar el material de conducción más adecuado. La siguiente matriz de selección evalúa diversas opciones de tuberías comerciales, priorizando su capacidad para mantener la integridad estructural frente a las temperaturas operativas, minimizar la pérdida de calor durante el trayecto de los fluidos y resistir la presión mecánica general del sistema

Tabla 2-16 selección de tuberías para todo el sistema de intercambio de calor

CRITERIO DE SELECCIÓN	Pond	PPR		HIERRO GALVANIZADO		PVC NORMAL		CPVC	
		Cal	Punt	Cal	Punt	Cal	Punt	Cal	Punt
Aislación térmica	40%	5	2	5	2	2	0,8	5	2
Resistente a la corrosión	20%	5	1	2	0,4	5	1	5	1
resistencia a la presión	20%	4	0,8	5	1	3	0,6	3	0,6
Maquinabilidad	15%	5	0,75	2	0,3	5	0,75	5	0,75
Costo de adquisición	5%	3	0,15	4	0,2	5	0,25	4	0,2
Puntuación total ponderada	100%	4,7		3,9		3,4		4,55	

Fuente: Elaboración propia

A partir de los resultados obtenidos en la matriz de selección, el PPR (Polipropileno Copolímero Random) se posiciona como el material óptimo para la conformación de las líneas de transporte de fluido térmico, alcanzando la mayor puntuación total ponderada (4,7).

Selección de válvulas

El control preciso del caudal y la presión del agua es crucial para estabilizar la transferencia de calor en el equipo, un aspecto técnico especialmente crítico para manejar de forma segura el empuje directo generado al ubicar la bomba de impulsión por debajo del recipiente. A continuación, se presenta la matriz de selección para el sistema de valvulería, donde se analiza detalladamente la capacidad de cada mecanismo para estrangular el flujo sin sufrir cavitación, regular variables de forma simultánea y ofrecer la precisión de ajuste requerida para la toma de datos.

Tabla 2-17 Selección de válvulas para el sistema hidráulico

CRITERIO DE SELECCIÓN	Pond	GLOBO		AGUJA		BOLA		REDUCTORA	
		Cal	Punt	Cal	Punt	Cal	Punt	Cal	Punt
Regulación de presión y caudal (Simultánea)	30%	5	1,5	4	1,2	3	0,9	4	1,2
Precisión de ajuste para equilibrar circuitos	20%	4	0,8	5	1	3	0,6	4	0,8
Resistencia a cavitación	20%	4	0,8	4	0,8	3	0,6	5	1
Costo de adquisición	15%	4	0,6	3	0,45	5	0,75	1	0,15
Facilidad de instalación y mantenimiento	10%	4	0,4	4	0,4	5	0,5	2	0,2
Baja pérdida de carga natural (Válvula 100% abierta)	5%	2	0,1	1	0,05	5	0,25	2	0,1
Puntuación total ponderada	100%	4,2		3,9		3,6		3,45	

Fuente: Elaboración propia

A partir de los resultados obtenidos en la matriz de selección, la Válvula de Globo se posiciona como el equipo óptimo para la regulación simultánea de presión y caudal en los circuitos del sistema, alcanzando la mayor puntuación total ponderada (4,2).

CAPÍTULO III
RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1.Resultados de pruebas experimentales en el intercambiador de calor de tubos y coraza

3.2.Prueba experimental configuración 1-1 en contracorriente

Procedimiento 1

Fluido caliente por la coraza y fluido frío por los tubos

Tabla 3-1 Datos de proceso 1

DATOS DE PROCESO		
Q caliente	3,5	l/min
CORAZA	0,05833333	Kg/s
Q frio	18	l/min
TUBOS	0,3	Kg/s
T1 caliente	51,11	ºC
T2	26,13	ºC
t1 frio	20,2	ºC
t2	24,97	ºC
Cp	4180	J/kg K

Fuente: Elaboración propia

Balance de energía

Calor cedido por el fluido caliente

A partir de la ecuación (1.5) tenemos que:

$$Q_{caliente} = 0{,}0583333(\frac{kg}{s}) * 4180(\frac{J}{Kg * °C}) * (51{,}11°C - 26{,}13°C)$$

$$Q_{caliente} = 6090{,}956667 \text{ W}$$

Calor absorbido por el fluido frio

A partir de la ecuación (1.4) tenemos que:

$$Q_{frio} = 0{,}3(\frac{kg}{s}) * 4180(\frac{J}{Kg * °C}) * (24{,}97°C - 20{,}2°C)$$

$$Q_{frio} = 5981{,}58 \text{ W}$$

Perdidas

$$Q_{perdidas} = 6090{,}956667\ \text{W} - 5981{,}58\ \text{W}$$

$$Q_{perdidas} = 109{,}3766667\ \text{W}$$

Calor promedio

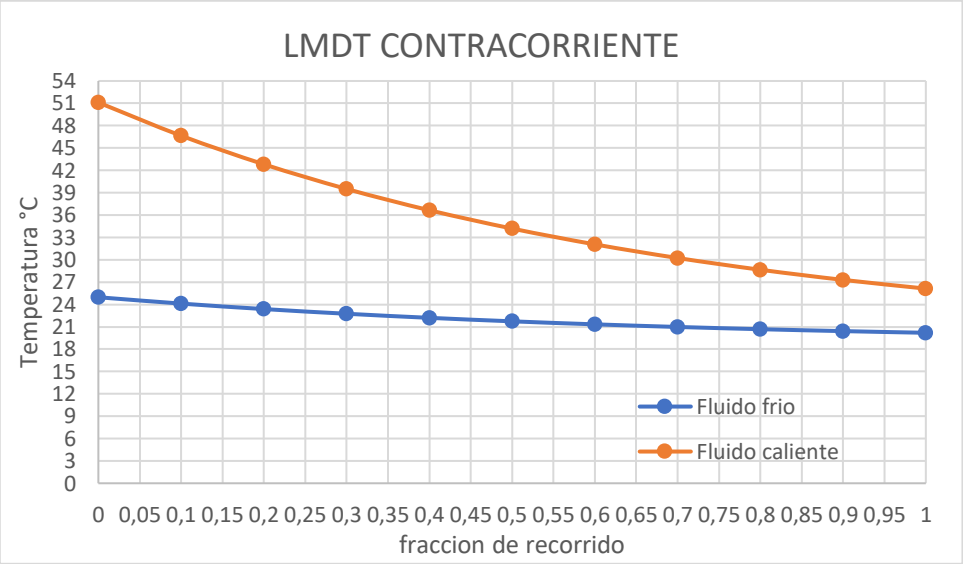
$$Q_{promedio} = 6036{,}268333\ \text{W}$$

LMDT

A partir de la ecuación (1.7) tenemos que:

LMDT= 13,6237165 ºC

Gráfica 3-1 LMDT proceso 1



Fuente: Elaboración propia

Cálculo de la capacidad calorífica mínima

A partir de la ecuación (1.109) tenemos que:

$$C_{min} = 0{,}058333333\left(\frac{kg}{s}\right) * 4180\left(\frac{J}{kg * °C}\right)$$

$$C_{min} = 243{,}8333333\left(\frac{W}{°C}\right)$$

Cálculo de la capacidad calorífica máxima

A partir de la ecuación (1.110) tenemos que:

$$C_{max} = 0{,}3\left(\frac{Kg}{s}\right) * 4180\left(\frac{J}{kg * °C}\right)$$

$$C_{max} = 1254(\frac{W}{°C})$$

Cálculo relación capacidad calorífica

A partir de la ecuación (1.108) tenemos que:

$$C^* = \frac{243{,}83333}{1254}$$

$$C^* = 0{,}194444444$$

Cálculo de la transferencia máxima posible

A partir de la ecuación (1.111) tenemos que:

$$q_{max} = 243{,}8333333(\frac{W}{°C}) * (51{,}11°C - 20{,}2°C)$$

$$q_{max} = 7536{,}888333\ W$$

Cálculo de la efectividad del intercambiador de calor

A partir de la ecuación (1.112) tenemos que:

$$\varepsilon = \frac{6090{,}956667}{7536{,}888333} * 100$$

$$\varepsilon = 80{,}48470238\ \%$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor real

A partir de la ecuación (1.6)

Despejando U y teniendo en cuenta que el área de transferencia de calor es 0,753982237 m^2 tenemos que:

$$U_{real} = \frac{Q_{promedio}}{A_{real} * \Delta T_{lmdt}}$$

$$U_{real} = \frac{6036{,}268333\ W}{0{,}753982237m^2 * 13{,}6237165°C}$$

$$U_{real} = 587{,}6406431\frac{W}{m^2 * °C}$$

Comportamiento de la temperatura de salida de agua vs caudal

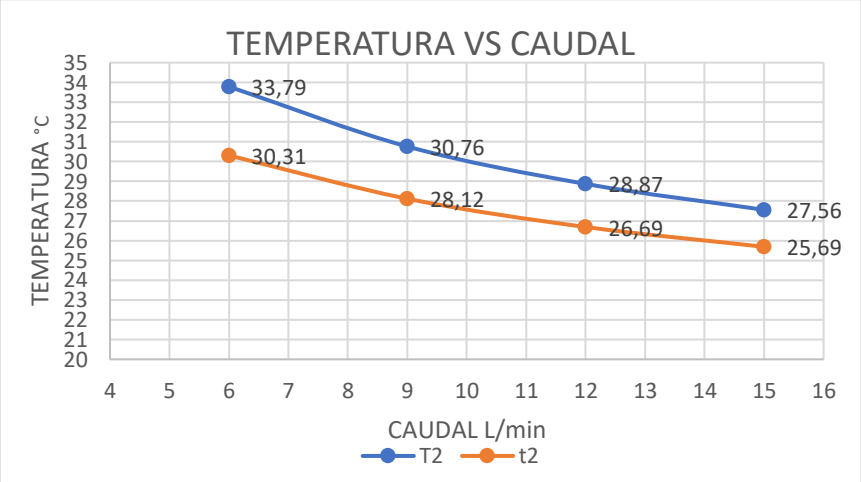
A un caudal de agua caliente, temperatura de agua fría y caliente fijos, tenemos que

Tabla 3-2 Comparación temperatura vs caudal

Nº PRUEBA	CAUDAL L/min	T2 °C	t2°C
1	15	27,56	25,69
2	12	28,87	26,69
3	9	30,76	28,12
4	6	33,79	30,31

Fuente: Elaboración propia

Gráfica 3-2 comparación temperatura vs caudal



Fuente: Elaboración propia

Comportamiento de la efectividad vs caudal

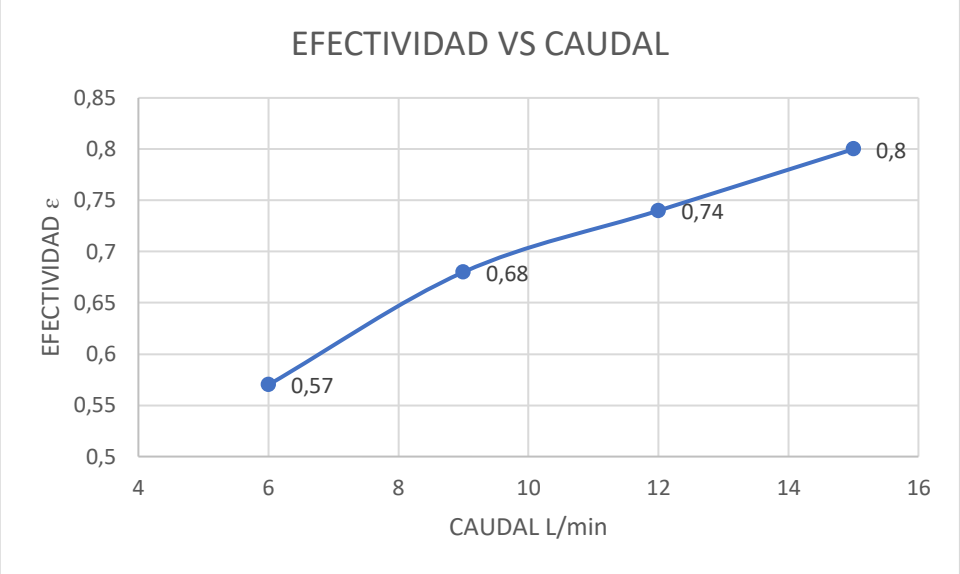
A un caudal de agua caliente, temperatura de agua fría y caliente fijos, tenemos que

Tabla 3-3 comportamiento caudal vs efectividad

Nº PRUEBA	CAUDAL L/min	EFECTIVIDAD ε
1	15	0,80
2	12	0,74
3	9	0,68
4	6	0,57

Fuente: Elaboración propia

Gráfica 3-3 comportamiento caudal vs efectividad



Fuente: Elaboración propia

Comportamiento de efectividad vs temperatura

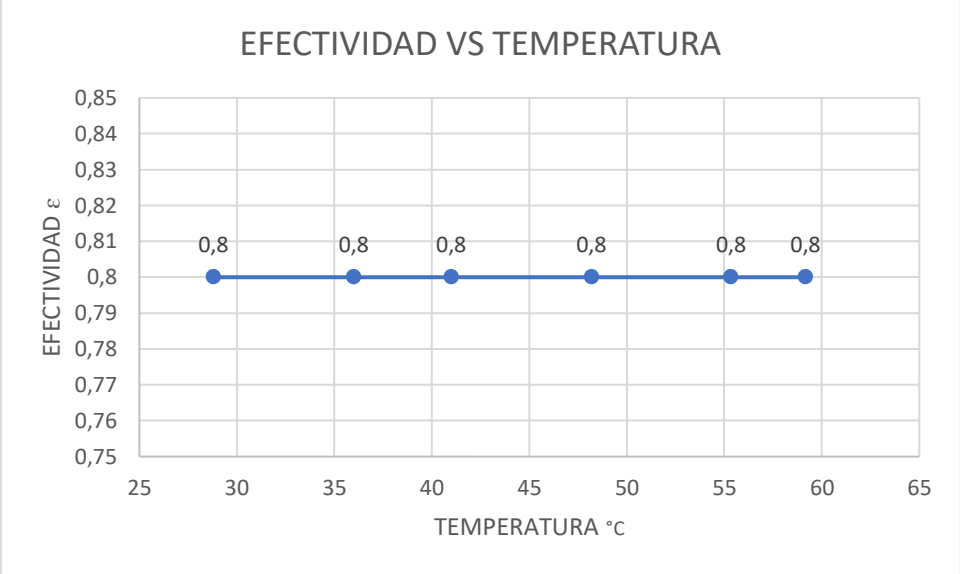
A caudales y temperatura de fluido frio fijos tenemos que:

Tabla 3-4 comportamiento temperatura vs efectividad

Nº PRUEBA	TEMPERATURA °C	EFECTIVIDAD ε
1	28,81	0,8
2	36	0,8
3	41	0,8
4	48,19	0,8
5	55,35	0,8
6	59,17	0,8

Fuente: Elaboración propia

Gráfica 3-4 comportamiento temperatura vs efectividad



Fuente: Elaboración propia

Procedimiento 2

Fluido caliente por los tubos y fluido frío por la coraza

Tabla 3-5 datos de proceso 2

DATOS DE PROCESO		
Q caliente TUBOS	3,5	l/min
	0,05833333	Kg/s
Q frio CORAZA	18	l/min
	0,3	Kg/s
T1 caliente	51,21	ºC
T2	25,8	ºC
t1 frio	20,27	ºC
t2	25,12	ºC
Cp	4180	J/kg K

Balance de energía

Calor cedido por el fluido caliente

A partir de la ecuación (1.5) tenemos que:

$$Q_{caliente} = 0{,}0583333(\frac{kg}{s}) * 4180(\frac{J}{kg * °C}) * (51{,}21°C - 25{,}8°C)$$

$$Q_{caliente} = 6195{,}805\ \text{W}$$

Calor absorbido por el fluido frío

A partir de la ecuación (1.4) tenemos que:

$$Q_{frio} = 0{,}3(\frac{kg}{s}) * 4180(\frac{J}{kg * °C}) * (25{,}12°C - 20{,}27°C)$$

$$Q_{frio} = 6081{,}9\ \text{W}$$

Perdidas

$$Q_{perdidas} = 6195{,}805\ \text{W} - 6081{,}9\ \text{W}$$

$$Q_{perdidas} = 113{,}905\ \text{W}$$

Calor promedio

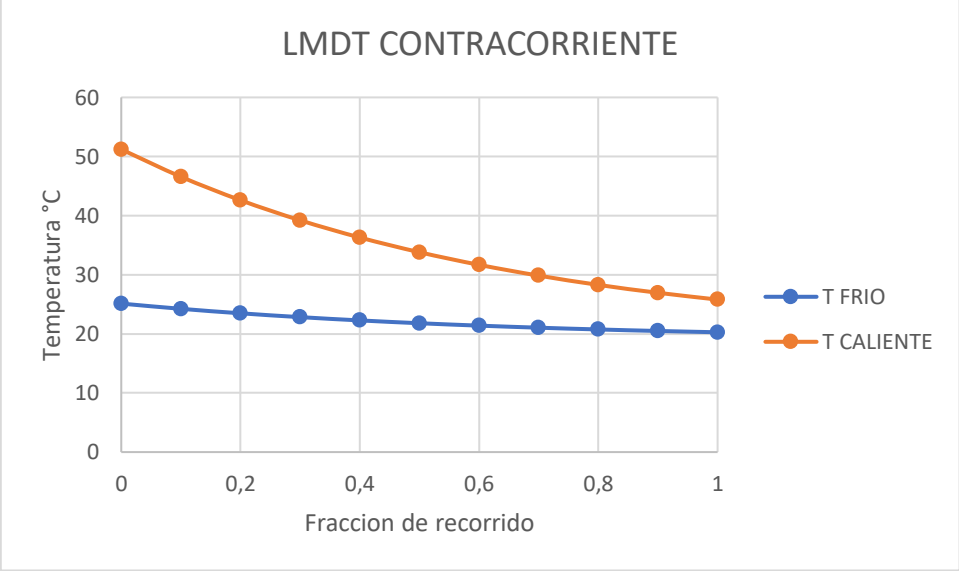
$$Q_{promedio} = 6138{,}8525\ \text{W}$$

LMDT

A partir de la ecuación (1.7) tenemos que:

LMDT= 13,2528512 ºC

Gráfica 3-5 LMDT proceso 2



Fuente: Elaboración propia

Cálculo de la capacidad calorífica mínima

A partir de la ecuación (1.109) tenemos que:

$$C_{min} = 0{,}058333333(\frac{kg}{s}) * 4180(\frac{J}{kg * °C})$$

$$C_{min} = 243{,}8333333(\frac{W}{°C})$$

Cálculo de la capacidad calorífica máxima

A partir de la ecuación (1.110) tenemos que:

$$C_{max} = 0{,}3(\frac{kg}{s}) * 4180(\frac{J}{kg * °C})$$

$$C_{max} = 1254(\frac{W}{°C})$$

Cálculo relación capacidad calorífica

A partir de la ecuación (1.108) tenemos que:

$$C^* = \frac{243{,}83333}{1254}$$

$$C^* = 0{,}194444444$$

Cálculo de la transferencia máxima posible

A partir de la ecuación (1.111) tenemos que:

$$q_{max} = 243{,}8333333(\frac{W}{°C}) * (51{,}21°C - 20{,}27°C)$$

$$q_{max} = 7544{,}203333\ W$$

Cálculo de la efectividad del intercambiador de calor

A partir de la ecuación (1.112) tenemos que:

$$\varepsilon = \frac{6195{,}805}{7544{,}203333} * 100$$

$$\varepsilon = 81{,}79608939\ \%$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor real

A partir de la ecuación (1.6)

Despejando U y teniendo en cuenta que el área de transferencia de calor es 0,753982237 m^2 tenemos que:

$$U_{real} = \frac{Q_{promedio}}{A_{real} * \Delta T_{lmdt}}$$

$$U_{real} = \frac{6138{,}8525\ W}{0{,}753982237 m^2 * 13{,}2528512°C}$$

$$U_{real} = 614{,}351273 \frac{W}{m^2 * °C}$$

3.3.Prueba experimental configuración 1-1 en paralelo

Procedimiento 3

Fluido caliente por la coraza y fluido frío por los tubos

Tabla 3-6 datos del proceso 3

DATOS DE PROCESO		
Q caliente CORAZA	3,5	l/min
	0,05833333	Kg/s
Q frío TUBOS	18	l/min
	0,3	Kg/s
T1 caliente	50,67	ºC
T2	28	ºC
t1 frío	20,01	ºC
t2	24,31	ºC
Cp	4180	J/kg K

Fuente: Elaboración propia

Balance de energía

Calor cedido por el fluido caliente

A partir de la ecuación (1.5) tenemos que:

$$Q_{caliente} = 0{,}0583333(\frac{kg}{s}) * 4180(\frac{J}{kg * °C}) * (51{,}67°C - 28°C)$$

$$Q_{caliente} = 5527{,}701667\ \text{W}$$

Calor absorbido por el fluido frío

A partir de la ecuación (1.4) tenemos que:

$$Q_{frio} = 0{,}3(\frac{kg}{s}) * 4180(\frac{J}{kg * °C}) * (24{,}31°C - 20{,}01°C)$$

$$Q_{frio} = 5392{,}2\ \text{W}$$

Perdidas

$$Q_{perdidas} = 5527{,}701667\ \text{W} - 5392{,}2\ \text{W}$$

$$Q_{perdidas} = 135{,}5016667\ \text{W}$$

Calor promedio

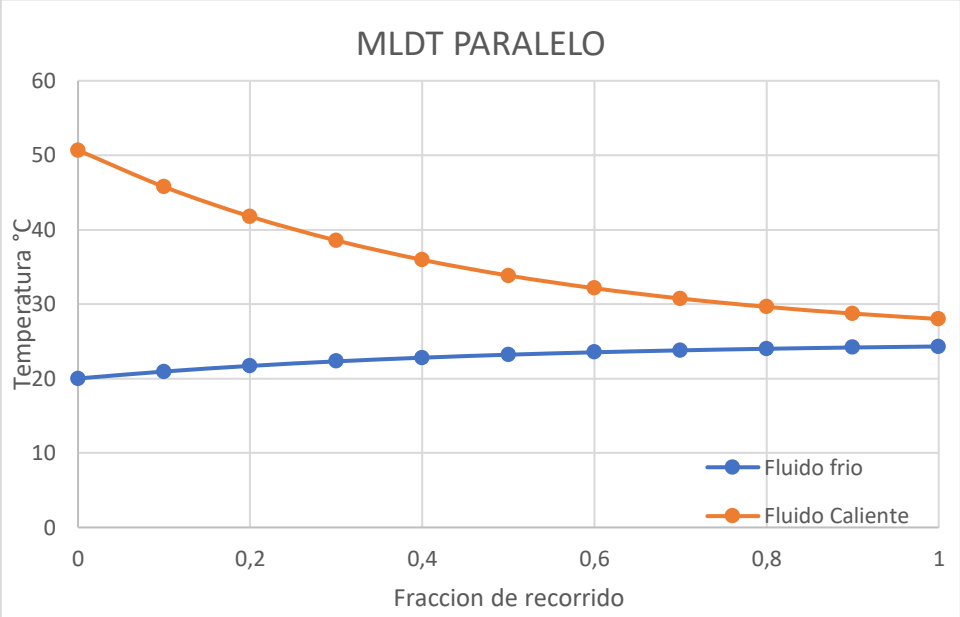
$$Q_{promedio} = 5459{,}950833\ \text{W}$$

LMDT

A partir de la ecuación (1.7) tenemos que:

LMDT= 12,73772593 ºC

Gráfica 3-6 LMDT proceso 3



Fuente: Elaboración propia

Cálculo de la capacidad calorífica mínima

A partir de la ecuación (1.109) tenemos que:

$$C_{min} = 0{,}058333333(\frac{kg}{s}) * 4180(\frac{J}{kg * °C})$$

$$C_{min} = 243{,}8333333(\frac{W}{°C})$$

Cálculo de la capacidad calorífica máxima

A partir de la ecuación (1.110) tenemos que:

$$C_{max} = 0{,}3(\frac{kg}{s}) * 4180(\frac{J}{kg * °C})$$

$$C_{max} = 1254(\frac{W}{°C})$$

Cálculo relación capacidad calorífica

A partir de la ecuación (1.108) tenemos que:

$$C^* = \frac{243{,}83333}{1254}$$

$$C^* = 0{,}194444444$$

Cálculo de la transferencia máxima posible

A partir de la ecuación (1.111) tenemos que:

$$q_{max} = 243{,}8333333(\frac{W}{°C}) * (50{,}67°C - 20{,}01°C)$$

$$q_{max} = 7475{,}93\ W$$

Cálculo de la efectividad del intercambiador de calor

A partir de la ecuación (1.112) tenemos que:

$$\varepsilon = \frac{5527{,}701667}{7475{,}93} * 100$$

$$\varepsilon = 73{,}46630594\ \%$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor real

A partir de la ecuación (1.6) tenemos que:

Despejando U y teniendo en cuenta que el área de transferencia de calor es 0,753982237 m^2 tenemos que:

$$U_{real} = \frac{Q_{promedio}}{A_{real} * \Delta T_{lmdt}}$$

$$U_{real} = \frac{5459{,}950833\ W}{0{,}753982237\ m^2 * 12{,}73772593\ °C}$$

$$U_{real} = 568{,}5068704 \frac{W}{m^2 * °C}$$

Procedimiento 4

Fluido caliente por los tubos y fluido frío por la coraza

Tabla 3-7 datos del proceso 4

DATOS DE PROCESO		
Q caliente	3,5	l/min
TUBOS	0,05833333	Kg/s
Q frío	18	l/min
CORAZA	0,3	Kg/s
T1 caliente	50,13	ºC
T2	28,86	ºC
t1 frío	20,46	ºC
t2	24,51	ºC
Cp	4180	J/kg K

Fuente: Elaboración propia

Balance de energía

Calor cedido por el fluido caliente

A partir de la ecuación (1.5) tenemos que:

$$Q_{caliente} = 0{,}0583333(\frac{kg}{s}) * 4180(\frac{J}{kg * °C}) * (50{,}13°C - 28{,}86°C)$$

$$Q_{caliente} = 5186{,}335 \text{ W}$$

Calor absorbido por el fluido frío

A partir de la ecuación (1.4) tenemos que:

$$Q_{frio} = 0{,}3(\frac{kg}{s}) * 4180(\frac{J}{kg * °C}) * (24{,}51°C - 20{,}46°C)$$

$$Q_{frio} = 5078{,}7 \text{ W}$$

Perdidas

$$Q_{perdidas} = 5186{,}335 \text{ W} - 5078{,}7 \text{ W}$$

$$Q_{perdidas} = 107{,}635 \text{ W}$$

Calor promedio

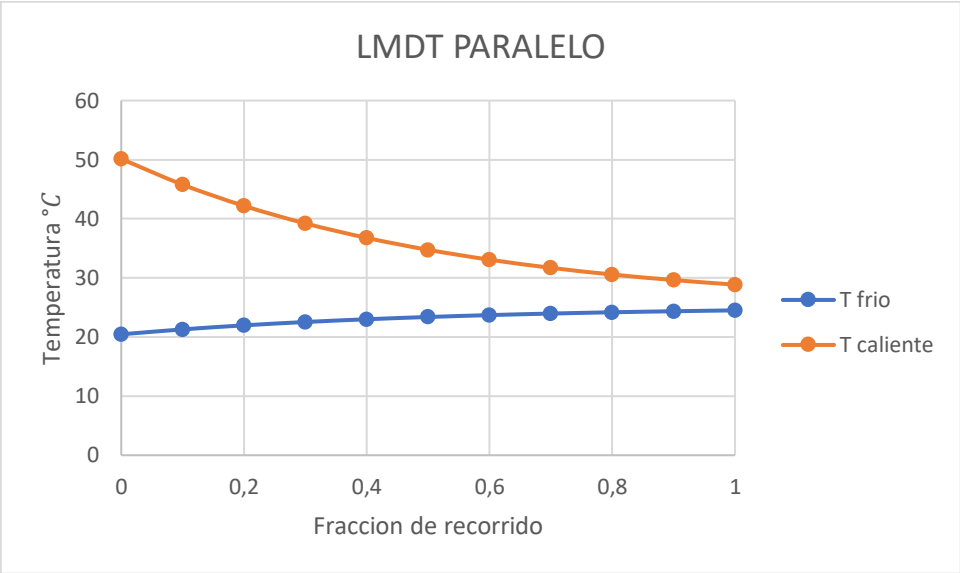
$$Q_{promedio} = 5132{,}5175 \text{ W}$$

LMDT

A partir de la ecuación (1.7) tenemos que:

$$\text{LMDT} = 13{,}1877707\ °C$$

Gráfica 3-7 LMDT Proceso 4



Fuente: Elaboración propia

Cálculo de la capacidad calorífica mínima

A partir de la ecuación (1.109) tenemos que:

$$C_{min} = 0{,}058333333\left(\frac{kg}{s}\right) * 4180\left(\frac{J}{kg * °C}\right)$$

$$C_{min} = 243{,}8333333\left(\frac{W}{°C}\right)$$

Cálculo de la capacidad calorífica máxima

A partir de la ecuación (1.110) tenemos que:

$$C_{max} = 0{,}3\left(\frac{kg}{s}\right) * 4180\left(\frac{J}{kg * °C}\right)$$

$$C_{max} = 1254\left(\frac{W}{°C}\right)$$

Cálculo relación capacidad calorífica

A partir de la ecuación (1.108) tenemos que:

$$C^* = \frac{243{,}83333}{1254}$$

$$C^* = 0{,}194444444$$

Cálculo de la transferencia máxima posible

A partir de la ecuación (1.111) tenemos que:

$$q_{max} = 243{,}8333333\left(\frac{W}{°C}\right) * (50{,}13°C - 20{,}46°C)$$

$$q_{max} = 7234{,}535\ W$$

Cálculo de la efectividad del intercambiador de calor

A partir de la ecuación (1.112) tenemos que:

$$\varepsilon = \frac{5186{,}335}{7234{,}535} * 100$$

$$\varepsilon = 71{,}27976904\ \%$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor real

A partir de la ecuación (1.6) tenemos que:

Despejando U y teniendo en cuenta que el área de transferencia de calor es 0,753982237 m^2 tenemos que:

$$U_{real} = \frac{Q_{promedio}}{A_{real} * \Delta T_{lmdt}}$$

$$U_{real} = \frac{5132{,}5175\ W}{0{,}753982237\ m^2 * 13{,}1877707\ °C}$$

$$U_{real} = 516{,}1761537\ \frac{W}{m^2 * °C}$$

3.4.Prueba experimental configuración 1-2

Procedimiento 5

Fluido caliente por la coraza y fluido frío por los tubos

Tabla 3-8 datos del proceso 5

DATOS DE PROCESO		
Q caliente	3,5	l/min
CORAZA	0,05833333	Kg/s
Q frío	18	l/min
TUBOS	0,3	Kg/s

T1 caliente	51,2	℃
T2	26	℃
t1 frío	20,2	℃
t2	25	℃
Cp	4180	J/kg K

Fuente: Elaboración propia

Balance de energía

Calor cedido por el fluido caliente

A partir de la ecuación (1.5) tenemos que:

$$Q_{caliente} = 0{,}0583333(\frac{kg}{s}) * 4180(\frac{J}{kg * °C}) * (51{,}2°C - 26°C)$$

$$Q_{caliente} = 6144{,}6 \text{ W}$$

Calor absorbido por el fluido frío

A partir de la ecuación (1.4) tenemos que:

$$Q_{frio} = 0{,}3(\frac{kg}{s}) * 4180(\frac{J}{kg * °C}) * (25°C - 20{,}2°C)$$

$$Q_{frio} = 6019{,}2 \text{ W}$$

Perdidas

$$Q_{perdidas} = 6144{,}6 \text{ W} - 6019{,}2 \text{ W}$$

$$Q_{perdidas} = 125{,}4 \text{ W}$$

Calor promedio

$$Q_{promedio} = 6081{,}9 \text{ W}$$

LMDT

A partir de la ecuación (1.7) tenemos que:

$$LMDT = 13{,}52873519 \text{ ℃}$$

Efectividad de la temperatura

A partir de la ecuación (1.13) tenemos que:

$$P = 0{,}15483871$$

Relación de capacidades térmicas

A partir de la ecuación (1.14) tenemos que:

$$R = 5{,}25$$

Factor de corrección

A partir de la ecuación (1.15) tenemos que:

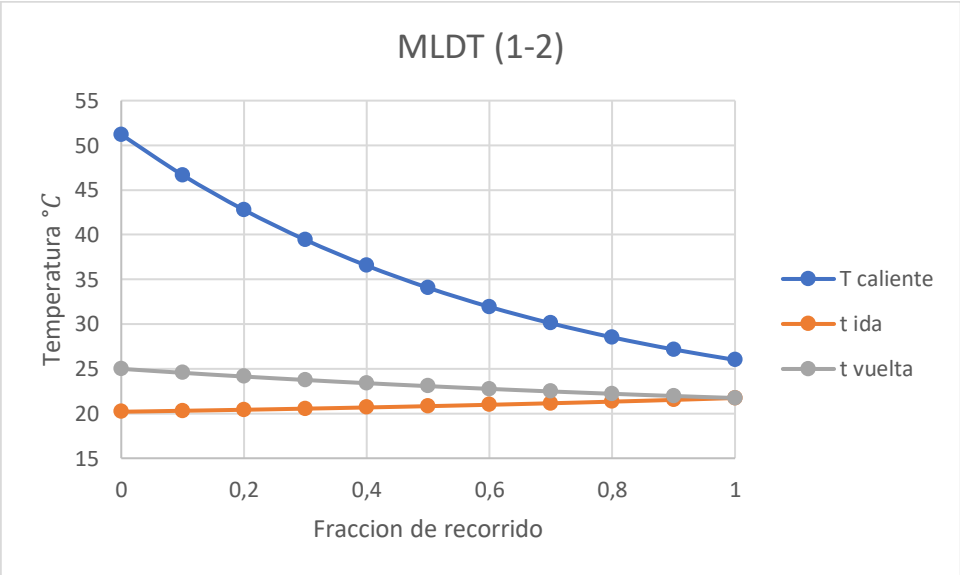
$$F = 0{,}859376903$$

LMDT efectivo

$$LMDT_{efectivo} = 13{,}52873519 * 0{,}859376903$$

$$LMDT_{efectivo} = 11{,}62628255\ ℃$$

Gráfica 3-8 LMDT proceso 5



Fuente: Elaboración propia

Cálculo de la capacidad calorífica mínima

A partir de la ecuación (1.109) tenemos que:

$$C_{min} = 0{,}058333333(\frac{kg}{s}) * 4180(\frac{J}{kg * °C})$$

$$C_{min} = 243{,}8333333(\frac{W}{°C})$$

Cálculo de la capacidad calorífica máxima

A partir de la ecuación (1.110) tenemos que:

$$C_{max} = 0{,}3(\frac{kg}{s}) * 4180(\frac{J}{kg * °C})$$

$$C_{max} = 1254(\frac{W}{°C})$$

Cálculo relación capacidad calorífica

A partir de la ecuación (1.108) tenemos que:

$$C^* = \frac{243{,}83333}{1254}$$

$$C^* = 0{,}194444444$$

Cálculo de la transferencia máxima posible

A partir de la ecuación (1.111) tenemos que:

$$q_{max} = 243{,}8333333(\frac{W}{°C}) * (51{,}2°C - 20{,}2°C)$$

$$q_{max} = 7558{,}833333\ W$$

Cálculo de la efectividad del intercambiador de calor

A partir de la ecuación (1.112) tenemos que:

$$\varepsilon = \frac{6144{,}6}{7558{,}833333} * 100$$

$$\varepsilon = 80{,}93167185\ \%$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor real

A partir de la ecuación (1.6) tenemos que:

Despejando U y teniendo en cuenta que el área de transferencia de calor es 0,753982237 m^2 tenemos que:

$$U_{real} = \frac{Q_{promedio}}{A_{real} * \Delta T_{lmdt-efectivo}}$$

$$U_{real} = \frac{6081{,}9\ W}{0{,}753982237 m^2 * 11{,}62628255°C}$$

$$U_{real} = 693{,}8047796 \frac{W}{m^2 * °C}$$

Procedimiento 6

Fluido caliente por los tubos y fluido frío por la coraza

Tabla 3-9 datos de proceso 6

DATOS DE PROCESO		
Q caliente	3,5	l/min
TUBOS	0,05833333	Kg/s
Q frío	18	l/min
CORAZA	0,3	Kg/s
T1 caliente	51,2	℃
T2	25,63	℃
t1 frío	20,2	℃
t2	25,08	℃
Cp	4180	J/kg K

Fuente: Elaboración propia

Balance de energía

Calor cedido por el fluido caliente

A partir de la ecuación (1.5) tenemos que:

$$Q_{caliente} = 0{,}0583333(\frac{kg}{s}) * 4180(\frac{J}{kg * °C}) * (51{,}2°C - 25{,}63°C)$$

$$Q_{caliente} = 6234{,}818333 \text{ W}$$

Calor absorbido por el fluido frío

A partir de la ecuación (1.4) tenemos que:

$$Q_{frio} = 0{,}3(\frac{kg}{s}) * 4180(\frac{J}{kg * °C}) * (25{,}08°C - 20{,}2°C)$$

$$Q_{frio} = 6119{,}52 \text{ W}$$

Perdidas

$$Q_{perdidas} = 6234{,}818333 \text{ W} - 6119{,}52 \text{ W}$$

$$Q_{perdidas} = 115{,}2983333 \text{ W}$$

Calor promedio

$$Q_{promedio} = 6177{,}169167 \text{ W}$$

LMDT

A partir de la ecuación (1.7) tenemos que:

$$LMDT = 13{,}17194951℃$$

Efectividad de la temperatura

A partir de la ecuación (1.13) tenemos que:

$$P = 0{,}157419355$$

Relación de capacidades térmicas

A partir de la ecuación (1.14) tenemos que:

$$R = 5{,}239754098$$

Factor de corrección

A partir de la ecuación (1.15) tenemos que:

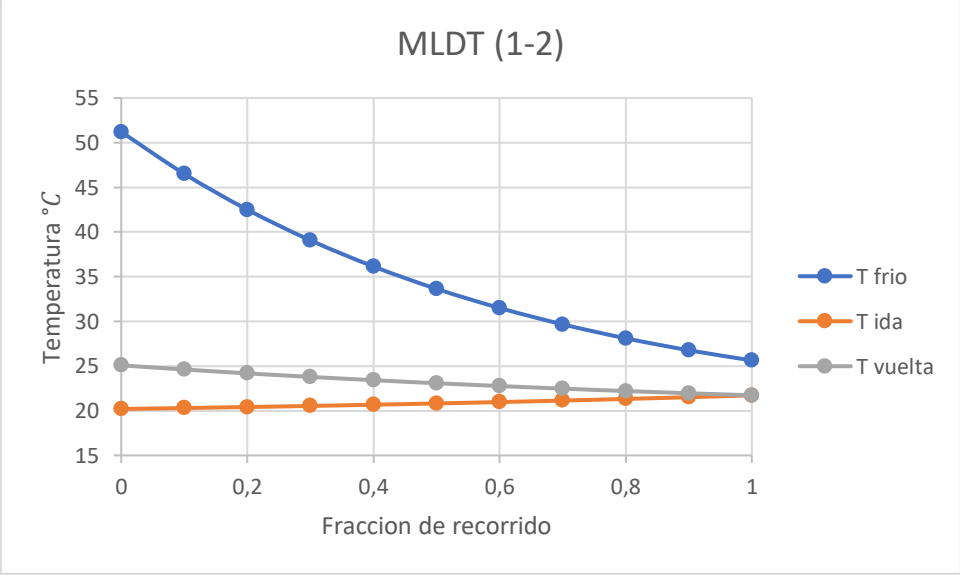
$$F = 0{,}842730148$$

LMDT efectivo

$$LMDT_{efectivo} = 13{,}17194951 * 0{,}842730148$$

$$LMDT_{efectivo} = 11{,}10039896\ ℃$$

Gráfica 3-9 LMDT proceso 6



Fuente: Elaboración propia

Cálculo de la capacidad calorífica mínima

A partir de la ecuación (1.109) tenemos que:

$$C_{min} = 0{,}058333333(\frac{kg}{s}) * 4180(\frac{J}{kg * °C})$$

$$C_{min} = 243{,}8333333(\frac{W}{°C})$$

Cálculo de la capacidad calorífica máxima

A partir de la ecuación (1.110) tenemos que:

$$C_{max} = 0{,}3\left(\frac{kg}{s}\right) * 4180\left(\frac{J}{kg * °C}\right)$$

$$C_{max} = 1254(\frac{W}{°C})$$

Cálculo relación capacidad calorífica

A partir de la ecuación (1.108) tenemos que:

$$C^* = \frac{243{,}83333}{1254}$$

$$C^* = 0{,}194444444$$

Cálculo de la transferencia máxima posible

A partir de la ecuación (1.111) tenemos que:

$$q_{max} = 243{,}8333333(\frac{W}{°C}) * (51{,}2°C - 20{,}2°C)$$

$$q_{max} = 7558{,}833333\ W$$

Cálculo de la efectividad del intercambiador de calor

A partir de la ecuación (1.112) tenemos que:

$$\varepsilon = \frac{6234{,}818333}{7558{,}833333} * 100$$

$$\varepsilon = 82{,}16912351\ \%$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor real

A partir de la ecuación (1.6) tenemos que:

Despejando U y teniendo en cuenta que el área de transferencia de calor es 0,753982237 m^2 tenemos que:

$$U_{real} = \frac{Q_{promedio}}{A_{real} * \Delta T_{lmdt-efectivo}}$$

$$U_{real} = \frac{6177{,}169167\ W}{0{,}753982237 m^2 * 11{,}10039896 °C}$$

$$U_{real} = 738{,}0568115 \frac{W}{m^2 * °C}$$

Comportamiento de la temperatura de salida de agua vs caudal

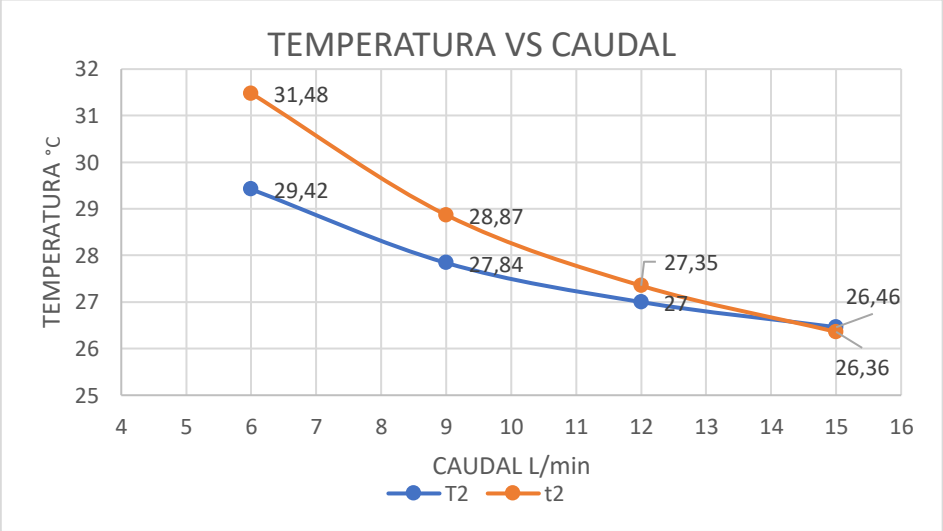
A un caudal de agua caliente, temperatura de agua fría y caliente fijos, tenemos que

Tabla 3-10 comportamiento temperatura vs caudal

Nº PRUEBA	**CAUDAL L/min**	**T2 °C**	**t2°C**
1	15	26,46	26,36
2	12	27	27,35
3	9	27,84	28,87
4	6	29,42	31,48

Fuente: Elaboración propia

Gráfica 3-10 comportamiento temperatura vs caudal



Fuente: Elaboración propia

Analizando el comportamiento térmico en la configuración (1-2) se observó una clara relación inversamente proporcional entre el caudal del fluido de enfriamiento y las temperaturas de salida. Al reducir el caudal de agua fría de 15 a 6 L/min, la capacidad de remoción de calor del sistema disminuye lógicamente; esto ocasiona que el fluido

caliente no se enfríe con la misma efectividad, elevando su temperatura final (T2) de 26,46 °C a 29,42 °C. De manera simultánea, el fluido frío experimenta un calentamiento mucho más pronunciado (t2 se dispara de 26,36 °C a 31,48 °C) debido a que la misma cantidad de energía térmica debe ser absorbida por una menor masa de agua. Resulta muy destacable cómo a la máxima capacidad de flujo ensayada (15 L/min), ambas temperaturas de salida prácticamente convergen (26,46 °C y 26,36 °C), demostrando que esta configuración de diseño permite al sistema alcanzar un equilibrio térmico excepcional cuando se dispone del caudal de enfriamiento adecuado.

Comportamiento de la efectividad vs caudal

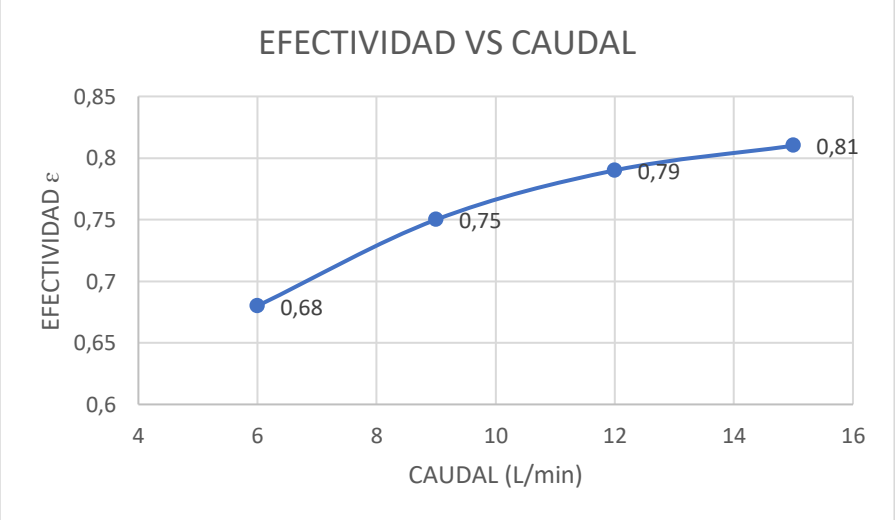
A un caudal de agua caliente, temperatura de agua fría y caliente fijos, tenemos que

Tabla 3-11 comportamiento caudal vs efectividad

Nº PRUEBA	CAUDAL L/min	EFECTIVIDAD ε
1	15	0,81
2	12	0,79
3	9	0,75
4	6	0,68

Fuente: Elaboración propia

Gráfica 3-11 comportamiento efectividad vs caudal



Fuente: Elaboración propia

Al evaluar el comportamiento de la efectividad térmica frente a la variación del caudal en esta misma configuración, se constató una clara relación directa entre ambas variables. A medida que se reduce el suministro de agua de enfriamiento progresivamente desde los 15 L/min hasta los 6 L/min, la efectividad global del sistema de intercambio de calor sufre una caída significativa, descendiendo de su punto de máxima eficiencia del 81% (0,81) a un 68% (0,68). Este comportamiento evidencia físicamente que, al disponer de un mayor flujo másico de agua fría, el sistema logra absorber una mayor cantidad de energía térmica manteniendo un gradiente de temperatura (fuerza impulsora) elevado a lo largo de todo el equipo. Asimismo, la curvatura de la gráfica me permite observar que, a caudales superiores, la ganancia marginal de efectividad comienza a suavizarse, indicando que el equipo se aproxima a su límite termodinámico máximo de transferencia de calor bajo estas condiciones de operación.

Comportamiento de efectividad vs temperatura

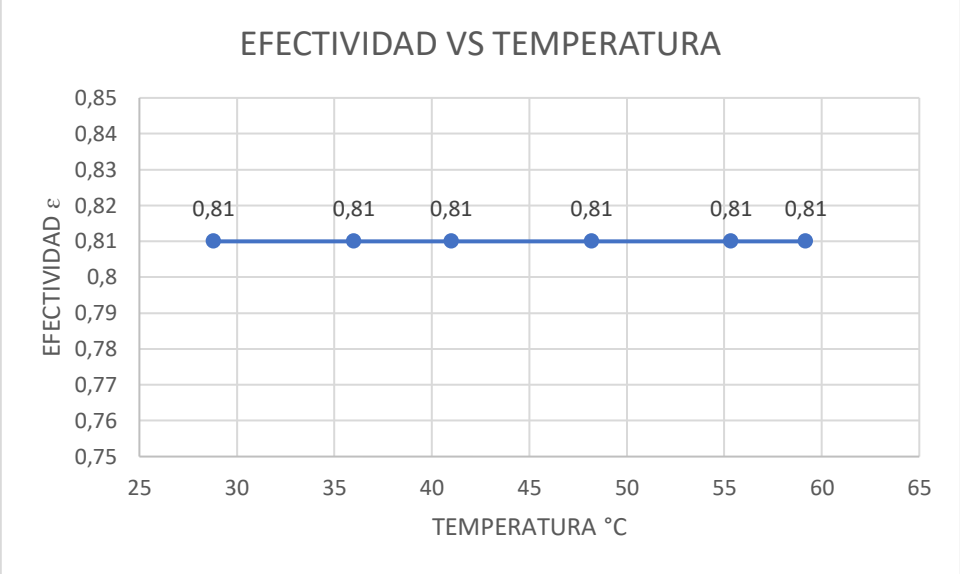
A caudales y temperatura de fluido frío fijos tenemos que:

Tabla 3-12 comportamiento temperatura vs efectividad

Nº PRUEBA	**TEMPERATURA °C**	**EFECTIVIDAD ε**
1	28,81	0,81
2	36	0,81
3	41	0,81
4	48,19	0,81
5	55,35	0,81
6	59,17	0,81

Fuente: Elaboración propia

Gráfica 3-12 comportamiento temperatura vs efectividad



Fuente: Elaboración propia

Finalmente, al evaluar la relación entre la efectividad del sistema y la variación de la temperatura de entrada del fluido caliente bajo la misma configuración, se observó un comportamiento sumamente estable: la efectividad térmica se mantiene rigurosamente constante en un valor de 0,81 (81%), independientemente del incremento progresivo de la carga térmica desde los 28,81 °C hasta los 59,17 °C. Este resultado experimental corrobora de manera excelente los principios teóricos del diseño de intercambiadores. Dado que la efectividad depende intrínsecamente de los caudales másicos y de la geometría del equipo, un aumento en la temperatura de entrada eleva la fuerza impulsora térmica; sin embargo, tanto el calor real transferido como el calor máximo termodinámicamente posible escalan de forma estrictamente proporcional. Por lo tanto, se concluye que el sistema de intercambio de calor posee una alta estabilidad operativa, siendo capaz de asimilar y disipar mayores cantidades de energía sin sufrir alteraciones en su eficiencia porcentual.

3.5.Análisis de resultados del intercambiador de calor de tubos y coraza

Tabla 3-13 análisis de resultados según configuración

CONFIGURACION	COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR W/m2 °C	EFECTIVIDAD ε
FLUIDO CALIENTE POR LA CORAZA EN CONTRACORRIENTE	587,64	80,48470238
FLUIDO CALIENTE POR LOS TUBOS EN CONTRACORRIENTE	614,35	81,79608939
FLUIDO CALIENTE POR LA CORAZA EN PARALELO	568,51	73,46630594
FLUIDO CALIENTE POR LOS TUBOS EN PARALELO	516,18	71,27976904
FLUIDO CALIENTE POR LA CORAZA CONFIGURACION (1-2)	693,80	80,93167185
FLUIDO CALIENTE POR LOS TUBOS CONFIGURACION (1-2)	738,06	82,1691235

Fuente: Elaboración propia

Tras concluir las pruebas experimentales en el sistema de intercambio de calor, el análisis de los datos térmicos e hidráulicos permite establecer conclusiones significativas sobre el comportamiento del intercambiador de calor de tubo y coraza construido, operando puramente con agua en ambos circuitos.

Validación del Diseño Teórico frente a la Realidad Experimental

El aspecto más relevante a destacar es la validación contundente de la memoria de cálculo del equipo. Tomando como referencia la configuración base de diseño (fluido caliente circulando por la coraza en flujo en contracorriente), los datos experimentales arrojaron un coeficiente global de transferencia de calor (U) de 587,64 W/m²K.

Al contrastar este valor empírico con los parámetros teóricos calculados, observo que el rendimiento real supera con éxito tanto el coeficiente de diseño contemplando factores de ensuciamiento (460,71 W/m²K) como el coeficiente del equipo teóricamente limpio (551,51 W/m²K). Es importante resaltar que el valor experimental de 587,64 W/m²K se ubica perfectamente dentro de la franja de sobreestimación proyectada (441,21 a 661,81 W/m²K). Esto ratifica que el área de transferencia requerida (0,737 m²) y la longitud efectiva construida (0,978 m) fueron dimensionadas con una holgura térmica excelente, garantizando que el equipo operará eficientemente incluso cuando comience a presentar incrustaciones por el uso prolongado.

Influencia del Régimen de Flujo (Contracorriente vs. Paralelo)

Como era de esperarse según los principios de fenómenos de transporte, los regímenes en contracorriente demostraron una superioridad térmica innegable frente a los flujos en paralelo. En contracorriente, mantuvimos efectividades constantes por encima del 80%, mientras que, al cambiar la configuración a flujo paralelo, la fuerza impulsora disminuyó significativamente, provocando que la efectividad cayera al rango del 71% al 73%, registrando además los coeficientes de transferencia más bajos de todas las corridas experimentales (568,51 y 516,18 W/m²K).

Efecto de la Asignación de Fluidos (Tubos vs. Coraza)

Un hallazgo sumamente interesante durante la experimentación surgió al alternar el paso del fluido caliente. Los datos demuestran que, manteniendo la misma configuración (ya sea 1-1 contracorriente o 1-2), hacer circular el agua caliente por el interior de los tubos genera coeficientes globales de transferencia térmicamente superiores. Por ejemplo, en contracorriente pasamos de un U de 587,64 W/m²K (caliente en coraza) a 614,35 W/m²K (caliente en tubos). Este comportamiento indica que el aumento de la velocidad lineal del agua dentro del haz de tubos favorece el coeficiente pelicular interno de manera más agresiva de lo que lo hace el flujo a través de los deflectores en el lado de la coraza.

Rendimiento Óptimo en Múltiples Pasos (Configuración 1-2)

Finalmente, la incorporación mecánica del cabezal de retorno para forzar una configuración de un paso por la coraza y dos pasos por los tubos (1-2) resultó ser la

disposición más robusta térmicamente. Al obligar al fluido a duplicar su recorrido y aumentar su velocidad, se alcanzaron los coeficientes de transferencia de calor más altos de toda la matriz de pruebas experimentales: 693,80 W/m²K y un pico máximo de 738,06 W/m²K. Bajo esta última configuración, el equipo alcanzó su efectividad máxima registrada del 82,17%.

Conclusión General

El diseño, construcción y posterior evaluación del equipo confirman que el intercambiador no solo cumple a cabalidad con la carga térmica estipulada para el proyecto, sino que posee una gran versatilidad operativa. Las seis configuraciones puestas a prueba demostraron una alta sensibilidad a las variaciones hidráulicas, validando por completo el sistema de intercambio de calor como un instrumento de análisis confiable para futuras prácticas de laboratorio en operaciones unitarias.

3.6.Evaluación experimental torre de enfriamiento

Procedimiento 7

Evaluación de Desempeño Térmico e Hidráulico en Estado Estacionario

Para este procedimiento se deberá primero preparar el proceso a enfriar, esto proveniente de nuestros fluidos de ambos lados de nuestro intercambiador de calor de tubos y coraza, teniendo los siguientes datos

Tabla 3-14 datos de proceso 7

DATOS DE PROCESO		
Q caliente	3,5	l/min
CORAZA	0,05833333	Kg/s
Q frío	5,2	l/min
TUBOS	0,3	Kg/s
T1 caliente	46,75	°C
T2	31,69	°C
t1 frío	20,87	°C
t2	31,25	°C
Cp	4180	J/kg K

Fuente: Elaboración propia

Teniendo como promedio de temperatura de agua a enfriar

T= 31,47°C

A un caudal de:

Q = 8,7 l/min = 0,35833333 kg/s

Tabla 3-15 Datos del ambiente de laboratorio del LOU

DATOS FECHA 08/04/26		
T sumidero	26,7	°C
T bh	17,4	°C
T bs	24,4	°C
humedad	51,1	%

Fuente: Elaboración propia

Cálculo del rango de enfriamiento

A partir de la ecuación (1.122) tenemos que:

$$R = 31{,}47 - 26{,}7$$

$$R = 4{,}77℃$$

Cálculo del approach

A partir de la ecuación (1.123) tenemos que:

$$A = 26{,}7 - 17{,}4$$

$$A = 9{,}3℃$$

Cálculo eficiencia térmica

A partir de la ecuación (1.124) tenemos que:

$$\eta = \frac{4{,}77}{4{,}77 + 9{,}3} * 100$$

$$\eta = 33{,}9\%$$

Factor de desempeño de la torre

A partir de la ecuación (1.125) y el rendimiento teórico tenemos que:

$$FD = \frac{33{,}9}{52{,}63} * 100$$

$$FD = \ 64{,}41\%$$

El análisis del rendimiento térmico del prototipo revela un Factor de Desempeño del 64,41% (correspondiente a una efectividad real del 33,9%), un resultado justificable al considerar que las pruebas experimentales se llevaron a cabo bajo las condiciones atmosféricas más desfavorables para el intercambio de calor, registrando temperaturas de 24,4 °C de bulbo seco y 17,4 °C de bulbo húmedo. Esta disminución respecto al rendimiento teórico proyectado del 52,63% se atribuye principalmente a dos limitantes físicas y de modelado en la construcción del equipo: en primer lugar, el uso de calaminas onduladas como empaque constituye una geometría no estandarizada en la literatura técnica, lo que obligó a estimar el coeficiente de transferencia de masa (Kya) con cierto margen de ambigüedad al carecer de datos empíricos previos para este material; en segundo lugar, el sistema de aspersión implementado no fue el adecuado para garantizar una distribución hidráulica óptima, impidiendo que el agua humedeciera de manera uniforme toda la sección transversal del empaque, lo que inevitablemente generó zonas de canalización y un contacto deficiente entre el aire y el agua, reduciendo así la capacidad final de enfriamiento.

3.7.Análisis económico

El presente apartado detalla la evaluación económica requerida para la construcción e instrumentación del Sistema de Intercambio de Calor. Considerando las especificaciones técnicas del diseño que opera exclusivamente con circuitos de agua e integra automatización para la adquisición de datos mediante Arduino, el presupuesto se ha estructurado estratégicamente por subsistemas. Esta clasificación abarca desde los materiales estructurales y elementos mecánicos de bombeo, hasta los componentes eléctricos y de control, permitiendo transparentar y justificar la inversión total del proyecto. A continuación, se presenta el desglose detallado de los costos para cada equipo.

Tabla 3-16 Transporte y servicios técnicos requeridos

Ítem / Descripción	Unidad	Cantidad	Precio Unitario (Bs)	Costo Total (Bs)
Fibrero	servicio	1	300	300
Ingeniero en sistemas	servicio	1	250	250
Tornero	servicio	1	1917	1917
Soldador	servicio	1	1500	1500
Mano de obra	servicio	2	3500	7000
Transporte interdepartamental	servicio	1	300	300
Transporte local	servicio	8	20	160
SUBTOTAL				11427.00

Fuente: Elaboración propia

3.8.Banco de pruebas

Tabla 3-17 Subsistema hidráulico

Ítem / Descripción	Unidad	Cantidad	Precio Unitario (Bs)	Costo Total (Bs)
Bomba hidráulica	Pza	1	1,230.00	1,230.00
Manguera de alta presión	M	1	55.00	55.00
Cañería de media pulgada	M	6	7.50	45.00
Codos media pulgada	Pza	16	4.00	64.00
Unión T media pulgada	Pza	15	5.00	75.00
Unión L de metal	Pza	4	2.50	10.00
Niple media pulgada	Pza	13	4.00	52.00
Acople	Pza	4	5.00	20.00
Reductor	Pza	5	8.00	40.00
Cupla	Pza	1	5.00	5.00

Tapón	Pza	5	4.00	20.00
Unión patente	Pza	1	18.00	18.00
Llave check	Pza	1	90.00	90.00
Llave globo	Pza	2	65.00	130.00
Chicotillo simple	Pza	3	20.00	60.00
Chicotillo 1 m agua fría	Pza	2	90.00	180.00
Chicotillo agua caliente	Pza	2	90.00	180.00
TOTAL SUBSISTEMA				2,424.00

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3-18 Subsistema Eléctrico y de Potencia

Ítem / Descripción	Unidad	Cantidad	Precio Unitario (Bs)	Costo Total (Bs)
Duchas	Pza	3	220.00	660.00
Resistencia eléctrica	Pza	2	100.00	200.00
Térmicos	Pza	6	30.00	180.00
Caja eléctrica	Pza	2	20.00	40.00
Terminales eléctricas	Pza	2	20.00	40.00
Cable #8	m	10	18.00	180.00
Cable #6	m	30	12.00	360.00
Enchufe de alto amperaje	Pza	1	35.00	35.00
TOTAL SUBSISTEMA				1,695.00

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3-19 Subsistema de tomas de datos e Instrumentación

Ítem / Descripción	Unidad	Cantidad	Precio Unitario (Bs)	Costo Total (Bs)
Arduino	Pza	1	125.00	125.00
Cable USB	Pza	1	25.00	25.00
Sensores de flujo	Pza	2	57.00	114.00

Sensores de temperatura	Pza	4	26.00	104.00
Manómetros	Pza	4	100.00	400.00
TOTAL SUBSISTEMA				768.00

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3-20 Estructura

Ítem / Descripción	Unidad	Cantidad	Precio Unitario (Bs)	Costo Total (Bs)
Base de madera	Pza	1	40.00	40.00
Soportes para ducha	Pza	2	12.50	25.00
Tornillos	Pza	36	0.50	18.00
Abrazadera	Pza	15	5.00	75.00
Abrazadera de cañería	Pza	3	5.00	15.00
Aislante térmico	m	2	8.00	16.00
Teflón	Rollo	12	5.00	60.00
Hilo plástico	Rollo	1	48.00	48.00
Sellador de rosca	Frasco	1	20.00	20.00
TOTAL SUBSISTEMA				317.00

Fuente: Elaboración propia

3.9.Intercambiador de calor de tubos y coraza

Tabla 3-21 Estructura Principal

Ítem / Descripción	Unidad	Cantidad	Precio Unitario (Bs)	Costo Total (Bs)
Plancha de acero inoxidable	m^2	1	767.00	767.00
Lámina de policarbonato 4 mm	Plancha	1	580.00	580.00
Tubos de 8mm (6m)	Pza	6	65.00	390.00

Plancha de acero simple	Plancha	1	300.00	300.00
Tubo de acero inoxidable de 4 pul	m	1	188.00	188.00
TOTAL SUBSISTEMA				2,225.00

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3-22 Elementos de Fijación y Sellado

Ítem / Descripción	Unidad	Cantidad	Precio Unitario (Bs)	Costo Total (Bs)
Silicona de alta temperatura	Tubo	5	30.00	150.00
Pegamento para metal	Frasco	2	70.00	140.00
Pernos y tuercas de acero inoxidable	Par / Pza	40	1.80	72.00
Tuercas simples	Docena	4	17.50	70.00
Lámina de goma	m²	1	20.00	20.00
TOTAL SUBSISTEMA				452.00

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3-22 Tratamiento Superficial y Acabados

Ítem / Descripción	Unidad	Cantidad	Precio Unitario (Bs)	Costo Total (Bs)
Ácido oxálico	Kg / Frasco	2	30.00	60.00
Lija de agua para metal	Hoja	3	8.00	24.00
TOTAL, SUBSISTEMA				84.00

Fuente: Elaboración propia

3.10.Costos torre de enfriamiento

Tabla 3-23 Estructura principal

Ítem / Descripción	Unidad	Cantidad	Precio Unitario (Bs)	Costo Total (Bs)
Lámina de policarbonato 2mm	Plancha	2	315.00	630.00
Calamina plástica	Plancha	6	105.00	630.00
Fierro angular	m	5	90.00	450.00
Recipiente plástico	Pza	1	160.00	160.00
TOTAL SUBSISTEMA				1,870.00

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3-24 Fijación, Sellado y Acabados

Ítem / Descripción	Unidad	Cantidad	Precio Unitario (Bs)	Costo Total (Bs)
Remache	docena	12	7	84
Volandas	Pza	80	0,5	40
Silicona	Tubo	3	30.00	90.00
Pintura	Lata	2	20.00	40.00
TOTAL SUBSISTEMA				254.00

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3-25 Ventilación y Distribución

Ítem / Descripción	Unidad	Cantidad	Precio Unitario (Bs)	Costo Total (Bs)
Ventilador	Pza	1	290.00	290.00
Pulverizador	Pza	1	60.00	60.00
TOTAL SUBSISTEMA				350.00

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3- 26 Presupuesto global

APARTADO			SUBTOTAL (Bs)
Transporte y servicios técnicos requeridos			11427
BANCO DE PRUEBAS	Subsistema hidráulico	2424	5204
	Subsistema Eléctrico y de Potencia	1695	
	Subsistema de tomas de datos e Instrumentación	768	
	Estructura	317	
INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA	Estructura Principal	2225	2761
	Elementos de Fijación y Sellado	452	
	Tratamiento Superficial y Acabados	84	
TORRE DE ENFRIAMIENTO	Estructura principal	1870	2424
	Fijación, Sellado y Acabados	254	
	Ventilación y Distribución	350	
TOTAL			21366

Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1.Conclusiones

Se logró diseñar y construir exitosamente el intercambiador de calor de tubos y coraza con recirculación y enfriamiento integrado, cumpliendo a plenitud con los requerimientos operativos y académicos del Laboratorio de Operaciones Unitarias (LOU) de la Universidad Autónoma Juan Misael Saracho. La consolidación de este equipo destacó por su enfoque desmontable, adaptable y modular, para el cual se seleccionaron rigurosamente materiales como el policarbonato y el acero inoxidable, garantizando la visibilidad de los procesos y la resistencia estructural frente al uso continuo. En el aspecto hidráulico, se estableció un circuito que opera exclusivamente con agua en ambos lados del intercambio térmico, asegurando un suministro eficiente y continuo al instalar estratégicamente la bomba de impulsión por debajo del recipiente, optimizando así la succión del fluido. Para potenciar el rigor de la fase experimental, la integración tecnológica mediante el uso de Arduino permitió automatizar la adquisición de datos técnicos, facilitando la medición precisa del comportamiento de las temperaturas de entrada y salida, así como las variaciones de caudal. Apoyándose en esta instrumentación y en la flexibilidad del equipo, se experimentó exitosamente modificando la cantidad de tubos, deflectores y los arreglos de paso por los tubos y la coraza. Estos datos empíricos permitieron determinar de forma exacta el coeficiente global de transferencia de calor (U) y evaluar la eficiencia del intercambio térmico a través de la diferencia de temperatura media logarítmica (LMDT), analizando exhaustivamente el rendimiento en configuraciones de flujo en contracorriente, paralelo y arreglos combinados como el 1-2. De manera complementaria, el diseño e implementación de la torre de enfriamiento cumplió con el objetivo de proveer una recirculación constante de agua fría al sistema principal, mientras que su adecuación como una unidad móvil demostró una alta versatilidad al permitir su desacople para asistir a otros equipos del laboratorio. Para garantizar la preservación de los materiales y la seguridad de los futuros estudiantes, se desarrolló un manual de operación detallado. Finalmente, la determinación exhaustiva de los rendimientos térmicos y el análisis de los costos de fabricación permitieron discutir con bases sólidas los

resultados obtenidos, validando el impacto positivo del proyecto tanto en la comprobación de los principios de transferencia de calor como en el fortalecimiento y modernización tecnológica del equipamiento del laboratorio.

4.2.Recomendaciones

Para el óptimo aprovechamiento y continuidad de este proyecto, se recomienda integrar de manera activa la planta piloto didáctica dentro del plan de estudios de la carrera de Ingeniería Química, fomentando el desarrollo de proyectos académicos y prácticas experimentales en asignaturas troncales como Balance de Materia y Energía, Fenómenos de Transporte I y II, Termodinámica I y II, Medición y Control de Procesos, y el ciclo de Operaciones Unitarias, extendiendo estas actividades inclusive a aquellas materias que no cuenten formalmente con una carga horaria de laboratorio obligatoria debido al amplio espectro de variables operacionales que ofrece el sistema. Asimismo, en lo que respecta al intercambiador de calor de tubo y coraza, se sugiere realizar un seguimiento técnico y periódico del coeficiente global de transferencia de calor (U) a lo largo del tiempo de operación con el fin de cuantificar de manera exacta la resistencia térmica debida a las incrustaciones calcáreas o biológicas y evaluar su pérdida progresiva de eficiencia, implementando paralelamente un protocolo de mantenimiento químico preventivo mediante lavados periódicos con soluciones de ácido oxálico a baja concentración para remover eficazmente los focos de oxidación detectados sin comprometer la integridad estructural ni desgastar los materiales constructivos del equipo. Por otra parte, en relación con la torre de enfriamiento, se recomienda priorizar la optimización del sistema de aspersión de agua para lograr una distribución homogénea del líquido y maximizar el área de contacto efectiva con el aire, corrigiendo así el rendimiento experimental inferior al teórico registrado, lo cual debe complementarse con un estudio experimental riguroso enfocado en determinar con precisión el coeficiente de transferencia de masa real del empaque de calaminas plásticas onduladas, dado que este material carece de parámetros de transporte específicos en la literatura local. Con el fin de potenciar el carácter didáctico de esta unidad, se aconseja modificar internamente la estructura de la torre para convertirla en

un sistema modular que permita el intercambio rápido y la comparación de diferentes tipos de empaques en futuros proyectos de grado, además de instrumentar el equipo mediante la instalación de sensores automáticos de temperatura y presión en puntos críticos y exactos de las corrientes de entrada y salida, asegurando un registro de datos con mayor precisión que minimice el error humano y optimice el cierre de los balances de masa y energía. Finalmente, se recomienda migrar del modelo de diseño simple implementado en esta investigación hacia un modelo de simulación matemática mucho más riguroso y complejo que contemple las no-idealidades del flujo para una validación teórica robusta, y llevar a cabo campañas sistemáticas de toma de datos durante las épocas de primavera, otoño e invierno para evaluar de manera integral el comportamiento, la flexibilidad y la sensibilidad operacional de la torre frente a la variación de las humedades relativas y temperaturas de bulbo húmedo locales, contrastando estos resultados con el diseño original que fue dimensionado bajo las condiciones meteorológicas más críticas de la época de verano.