

INTERCAMBIADORES DE CALOR

O. A. Jaramillo

Centro de Investigación en Energía.
Universidad Nacional Autónoma de México

November 20, 2007

Contents

1	Intercambiadores de Calor	2
2	Tipos de intercambiadores de calor según su construcción	3
2.1	Carcaza y tubo	3
2.2	Plato	4
3	Tipos de intercambiadores de calor según su operación	5
3.1	Flujo paralelo.	5
3.2	Contraflujo	5
3.3	Flujo cruzado	5
3.4	Intercambiadores de un solo paso (o paso simple) y de múltiple pasos.	6
3.5	Intercambiadores Regenerativos y No-regenerativos	6
3.6	Resumen	7
4	Funcionamiento de los intercambiadores de calor	8
4.1	Relaciones gobernantes	9
4.1.1	Área de superficie del intercambiador	9
4.1.2	Coeficiente de transferencia de calor global	11
4.1.3	Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)	12
4.2	Métodos de análisis de intercambiadores de calor	14
4.2.1	Método por factor de corrección en la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)	14
4.2.2	Método $\epsilon - N_{tu}$	14
4.2.3	Método $P - N_{tu,c}$	20
4.2.4	Método $\psi - P$	21
4.3	Pérdidas de presión en el intercambiador	21
4.4	Resumen de las relaciones que describen los intercambiadores de calor	22
5	Comparación de los tipos de intercambiadores	23
6	Aplicaciones de los intercambiadores de calor	24
6.1	Precalentador	24
6.2	Radiador	24
6.3	Aire acondicionado, evaporador y condensador	24
6.4	Condensadores de vapor	25
6.4.1	Resumen	25
7	Conclusiones	26

List of Figures

1	Intercambiador de calor de carcasa y tubos.	3
2	Intercambiador de calor de tipo plato.	4
3	Intercambiador de calor de flujo paralelo.	5
4	Intercambiador de Contraflujo	6
5	Intercambiador de calor de flujo cruzado.	6
6	Intercambiador de un solo paso e intercambiador de multiple paso.	7
7	Intercambiador regenerativo e Intercambiador no-regenerativo.	8
8	(a) Vista del extremo de un tubo recto y (b) pequeño ángulo central de un tubo con aletas internas y externas.	10
9	Cuatro arreglos básicos para los cuales la diferencia de temperatura media logarítmica se puede determinar a partir de la ecuación (29): (a) Contraflujo; (b) flujo paralelo; (c) fuente con temperatura constante y receptor con incremento de temperatura; (d) temperatura constante en el receptor y fuente con temperatura en decremento.	13
10	Factor de corrección de la diferencia de temperatura media logarítmica para intercambiadores de tubo y carcaza con un sólo paso por la carcaza y pasando por el tubo dos veces. (Adaptado de la referencia [5])	15
11	Factor de corrección de la diferencia de temperatura media logarítmica para intercambiadores de tubo y carcaza con dos pasos por la carcaza y el paso por el tubo cuatro veces. (Adaptado de la referencia [5])	16
12	Efectividad de los intercambiadores de calor como función de N_{tu} para los 10 arreglos indicados (Adaptado de [5])	28
13	(continuación) Efectividad de los intercambiadores de calor como función de N_{tu} para los 10 arreglos indicados (Adaptado de [5])	29
14	(continuación) Efectividad de los intercambiadores de calor como función de N_{tu} para los 10 arreglos indicados (Adaptado de [5])	30
15	Temperatura efectiva P como función de $N_{tu,c}$ y R para un intercambiador de carcaza y dos tubos con el fluido mezclado en la carcaza. (Adaptado de [5].)	31
16	Carta de Mueller (1967) para ψ como función de P para un intercambiador de carcaza de dos tubos con flujo de carcaza mezclado (Adaptado de [5])	32
17	Intercambiador de calor con agua alimentación en tubos en "U".	33
18	Condensador de paso simple o de un solo paso.	33

1 Intercambiadores de Calor

En los sistemas mecánicos, químicos, nucleares y otros, ocurre que el calor debe ser transferido de un lugar a otro, o bien, de un fluido a otro. Los intercambiadores de calor son los dispositivos que permiten realizar dicha tarea. Un entendimiento básico de los componentes mecánicos de los intercambiadores de calor es necesario para comprender cómo estos funcionan y operan para un adecuado desempeño.

El objetivo de esta sección es presentar los intercambiadores de calor como dispositivos que permiten mover calor de un punto a otro de manera específica en una determinada aplicación. Se presentan los tipos de intercambiadores de calor en función del flujo: flujo paralelo; contraflujo; flujo cruzado. Además se analizan los tipos de intercambiadores de calor con base en su construcción: tubo y carcaza; placas, y se comparan estos. Se presentan también los intercambiadores de paso simple, de múltiples pasos, intercambiador de calor regenerador e intercambiador de calor no regenerativo. Al final se incluyen algunas de las posibles aplicaciones de los intercambiadores de calor.

Como hemos mencionado, un intercambiador de calor es un componente que permite la transferencia de calor de un fluido (líquido o gas) a otro fluido. Entre las principales razones por las que se utilizan los intercambiadores de calor se encuentran las siguientes:

- Calentar un fluido frío mediante un fluido con mayor temperatura.
- Reducir la temperatura de un fluido mediante un fluido con menor temperatura.
- Llevar al punto de ebullición a un fluido mediante un fluido con mayor temperatura.
- Condensar un fluido en estado gaseoso por medio de un fluido frío.

- Llevar al punto de ebullición a un fluido mientras se condensa un fluido gaseoso con mayor temperatura.

Debe quedar claro que la función de los intercambiadores de calor es la transferencia de calor, donde los fluidos involucrados deben estar a temperaturas diferentes. Se debe tener en mente que el calor sólo se transfiere en una sola dirección, del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura. En los intercambiadores de calor los fluidos utilizados no están en contacto entre ellos, el calor es transferido del fluido con mayor temperatura hacia el de menor temperatura al encontrarse ambos fluidos en contacto térmico con las paredes metálicas que los separan.

2 Tipos de intercambiadores de calor según su construcción

Si bien los intercambiadores de calor se presentan en una inimaginable variedad de formas y tamaños, la construcción de los intercambiadores está incluida en alguna de las dos siguientes categorías: *carcasa y tubo* o *plato*. Como en cualquier dispositivo mecánico, cada uno de estos presenta ventajas o desventajas en su aplicación.

2.1 Carcasa y tubo

La construcción más básica y común de los intercambiadores de calor es el de tipo tubo y carcasa que se muestra en la figura (1).

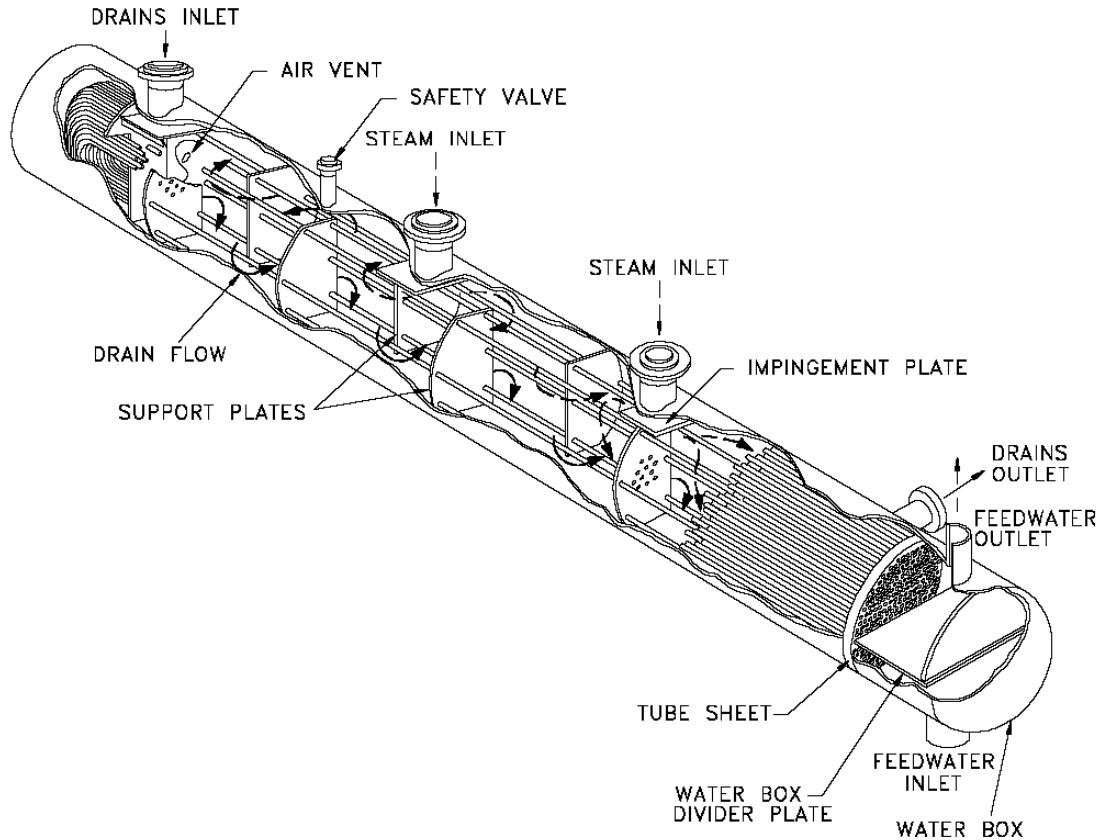


Figure 1: Intercambiador de calor de carcasa y tubos.

Este tipo de intercambiador consiste en un conjunto de tubos en un contenedor llamado carcasa. El flujo de fluido dentro de los tubos se le denomina comúnmente flujo interno y aquel que fluye en el interior del contenedor como fluido de carcasa o fluido externo. En los extremos de los tubos, el fluido interno es separado del fluido externo de la carcasa por la(s) placa(s) del tubo. Los tubos se sujetan o se sueldan a una placa para proporcionar un sellado adecuado. En sistemas donde los dos fluidos presentan una gran diferencia entre sus presiones, el líquido con mayor presión se hace circular típicamente a través de los tubos y el líquido con una presión más baja se circula del lado de la cáscara. Esto es debido a los costos en materiales, los tubos del intercambiador de calor se pueden fabricar para soportar presiones

más altas que la cáscara del cambiador con un costo mucho más bajo. Las placas de soporte (*support plates*) mostradas en figura (1) también actúan como bafles para dirigir el flujo del líquido dentro de la cáscara hacia adelante y hacia atrás a través de los tubos.

2.2 Plato

El intercambiador de calor de tipo plato, como se muestra en la figura (2), consiste de placas en lugar de tubos para separar a los dos fluidos caliente y frío. Los líquidos calientes y fríos se alternan entre cada una de las placas y los bafles dirigen el flujo del líquido entre las placas. Ya que cada una de las placas tiene un área superficial muy grande, las placas proveen un área extremadamente grande de transferencia de térmica a cada uno de los líquidos. Por lo tanto, un intercambiador de placa es capaz de transferir mucho más calor con respecto a un intercambiador de carcaza y tubos con volumen semejante, esto es debido a que las placas proporcionan una mayor área que la de los tubos. El intercambiador de calor de plato, debido a la alta *eficacia* en la transferencia de calor, es mucho más pequeño que el de carcaza y tubos para la misma capacidad de intercambio de calor.

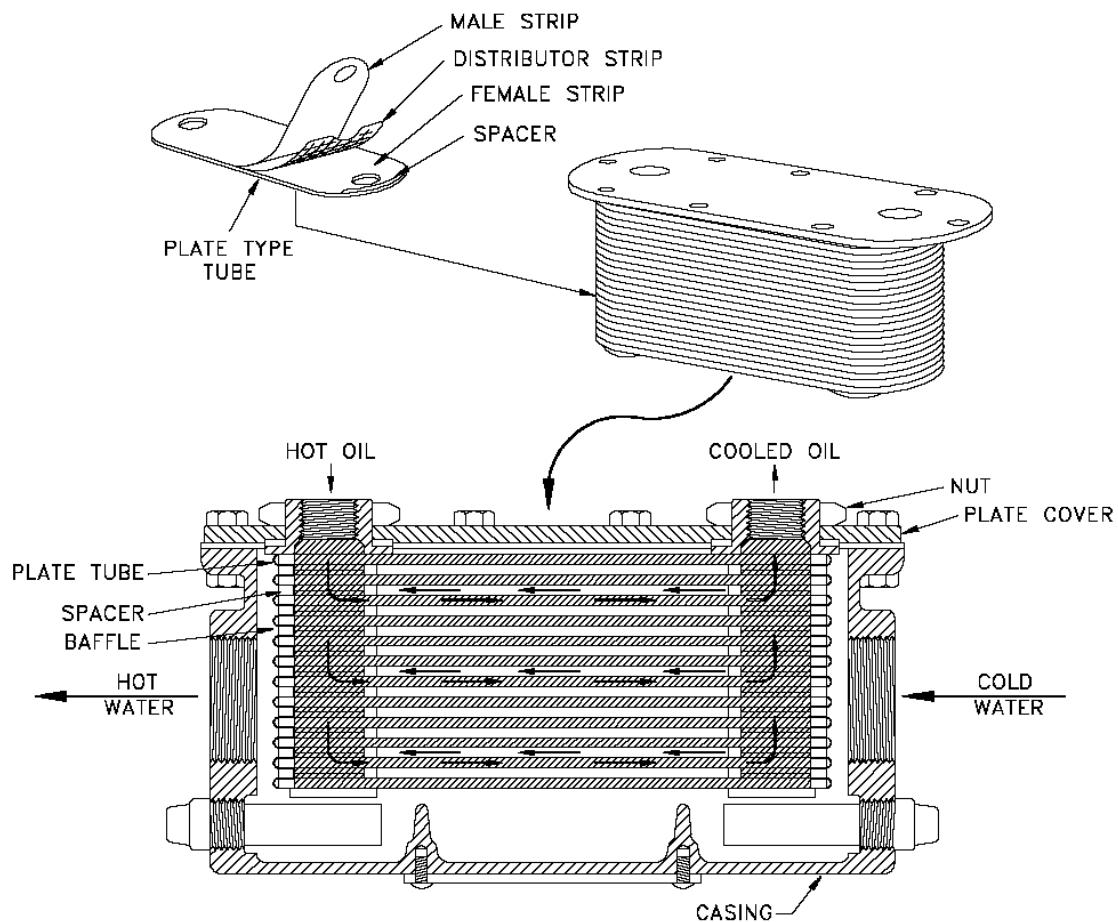


Figure 2: Intercambiador de calor de tipo plato.

Sin embargo, el tipo de intercambiadores de placa no se utiliza extensamente debido a la inhabilidad de sellar confiablemente las juntas entre cada una de las placas. Debido a este problema, el tipo intercambiador de la placa se ha utilizado solamente para aplicaciones donde la presión es pequeña o no muy alta, por ejemplo en los refrigeradores de aceite para máquinas. Actualmente se cuentan importantes avances que han mejorado el diseño de las juntas y sellos, así como el diseño total del intercambiador de placa, esto ha permitido algunos usos a gran escala de este tipo de intercambiador de calor. Así, es más común que cuando se renuevan viejas instalaciones o se construyen nuevas instalaciones el intercambiador de la placa está substituyendo paulatinamente a los intercambiadores de carcaza y tubo.

3 Tipos de intercambiadores de calor según su operación

Ya que los intercambiadores de calor se presentan en muchas formas, tamaños, materiales de manufactura y modelos, estos son categorizados de acuerdo con características comunes. Una de las características comunes que se puede emplear es la dirección relativa que existe entre los dos flujos de fluido. Las tres categorías son: Flujo paralelo, Contraflujo y Flujo cruzado.

3.1 Flujo paralelo.

Como se ilustra en la figura (3), existe un flujo paralelo cuando el flujo interno o de los tubos y el flujo externo o de la carcasa ambos fluyen en la misma dirección. En este caso, los dos fluidos entran al intercambiador por el mismo extremo y estos presentan una diferencia de temperatura significativa. Como el calor se transfiere del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura, la temperatura de los fluidos se aproximan la una a la otra, es decir que uno disminuye su temperatura y el otro la aumenta tratando de alcanzar el equilibrio térmico entre ellos. Debe quedar claro que el fluido con menor temperatura nunca alcanza la temperatura del fluido más caliente.

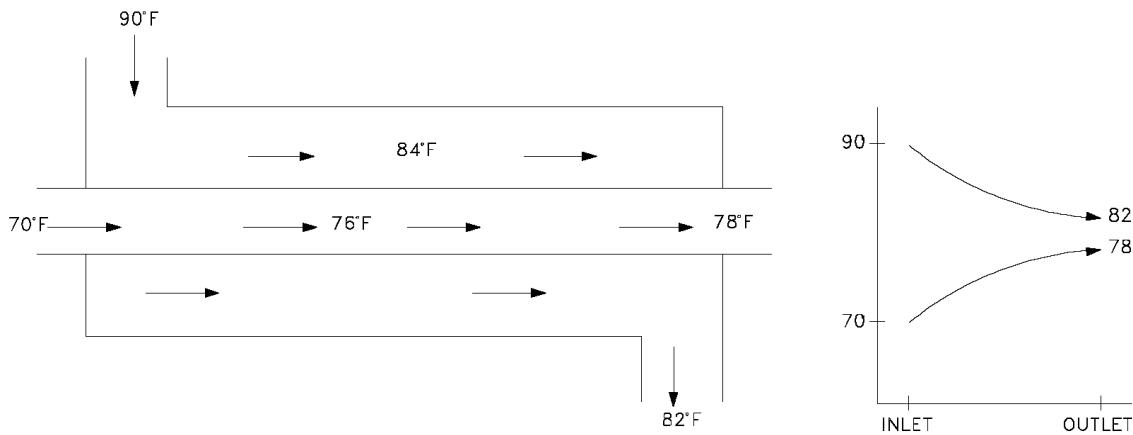


Figure 3: Intercambiador de calor de flujo paralelo.

3.2 Contraflujo

Como se ilustra en la figura (4), se presenta un contraflujo cuando los dos fluidos fluyen en la misma dirección pero en sentido opuesto. Cada uno de los fluidos entra al intercambiador por diferentes extremos. Ya que el fluido con menor temperatura sale en contraflujo del intercambiador de calor en el extremo donde entra el fluido con mayor temperatura, la temperatura del fluido más frío se aproximará a la temperatura del fluido de entrada. Este tipo de intercambiador resulta ser más eficiente que los otros dos tipos mencionados anteriormente. En contraste con el intercambiador de calor de flujo paralelo, el intercambiador de contraflujo puede presentar la temperatura más alta en el fluido frío y la más baja temperatura en el fluido caliente una vez realizada la transferencia de calor en el intercambiador.

3.3 Flujo cruzado

En la figura (5) se muestra como en el intercambiador de calor de flujo cruzado uno de los fluidos fluye de manera perpendicular al otro fluido, esto es, uno de los fluidos pasa a través de tubos mientras que el otro pasa alrededor de dichos tubos formando un ángulo de 90°. Los intercambiadores de flujo cruzado son comúnmente usados donde uno de los fluidos presenta cambio de fase y por tanto se tiene un fluido pasado por el intercambiador en dos fases: bifásico. Un ejemplo típico de este tipo de intercambiador es en los sistemas de condensación de vapor, donde el vapor exhausto que sale de una turbina entra como flujo externo a la carcasa del condensador y el agua fría que fluye por los tubos absorbe el calor del vapor y éste se condensa y forma agua líquida. Se pueden condensar grandes volúmenes de vapor de agua al utilizar este tipo de intercambiador de calor.

En la actualidad, la mayoría de los intercambiadores de calor no son puramente de flujo paralelo, contraflujo, o flujo cruzado; estos son comúnmente una combinación de los dos o tres tipos de intercambiador. Desde luego, un

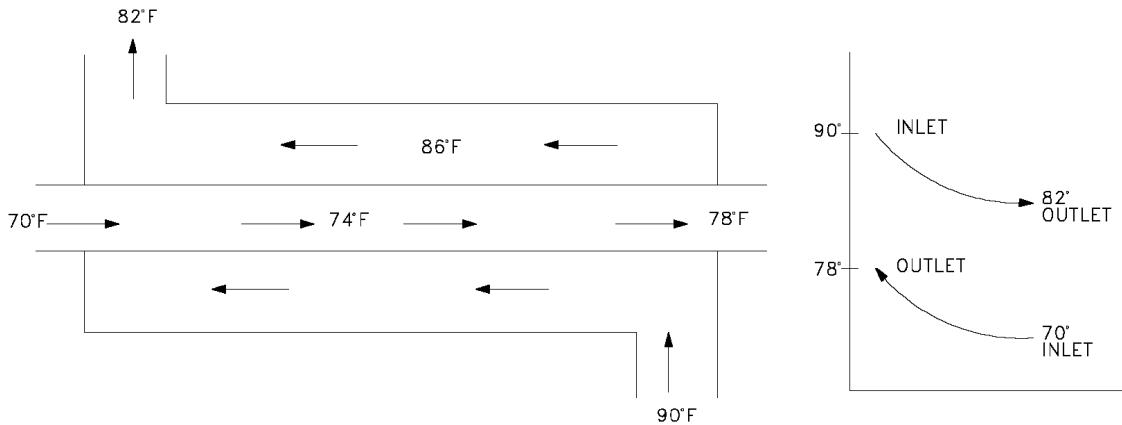


Figure 4: Intercambiador de Contraflujo

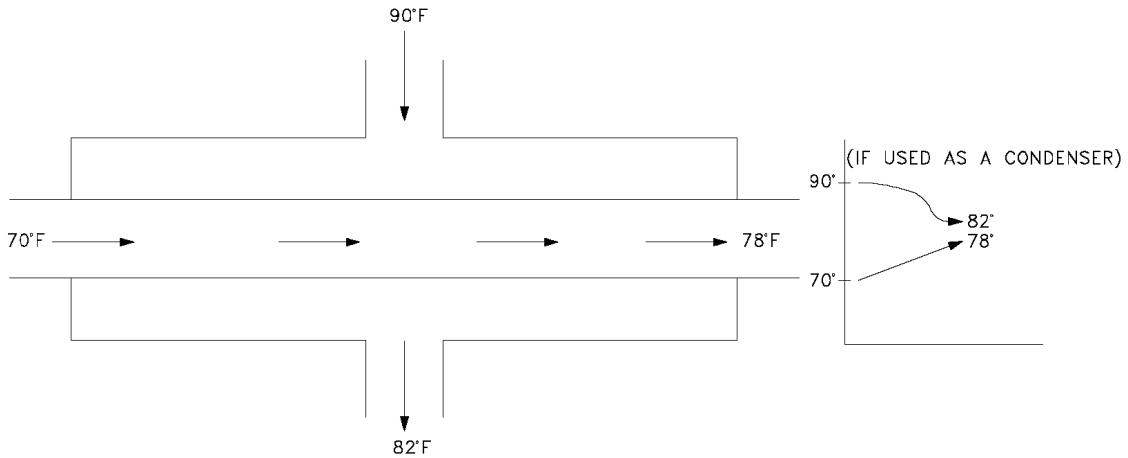


Figure 5: Intercambiador de calor de flujo cruzado.

intercambiador de calor real que incluye dos, o los tres tipos de intercambio descritos anteriormente, resulta muy complicado de analizar. La razón de incluir la combinación de varios tipos en uno solo, es maximizar la *eficacia* del intercambiador dentro de las restricciones propias del diseño, que son: tamaño, costo, peso, eficacia requerida, tipo de fluidos, temperaturas y presiones de operación, que permiten establecer la complejidad del intercambiador.

3.4 Intercambiadores de un solo paso (o paso simple) y de múltiple pasos.

Un método que combina las características de dos o más intercambiadores y permite mejorar el desempeño de un intercambiador de calor es tener que pasar los dos fluidos varias veces dentro de un intercambiador de paso simple. Cuando los fluidos del intercambiador intercambian calor más de una vez, se denomina intercambiador de múltiple pasos. Si el fluido sólo intercambia calor en una sola vez, se denomina intercambiador de calor de paso simple o de un solo paso. En la figura (6) se muestra un ejemplo de estos intercambiadores. Comúnmente el intercambiador de múltiples pasos invierte el sentido del flujo en los tubos al utilizar dobleces en forma de "U" en los extremos, es decir, el doblez en forma de "U" permite al fluido fluir de regreso e incrementar el área de transferencia del intercambiador. Un segundo método para llevar a cabo múltiples pasos es insertar bafles o platos dentro del intercambiador.

3.5 Intercambiadores Regenerativos y No-regenerativos

Los intercambiadores de calor también pueden ser clasificados por su función en un sistema particular. Una clasificación común es

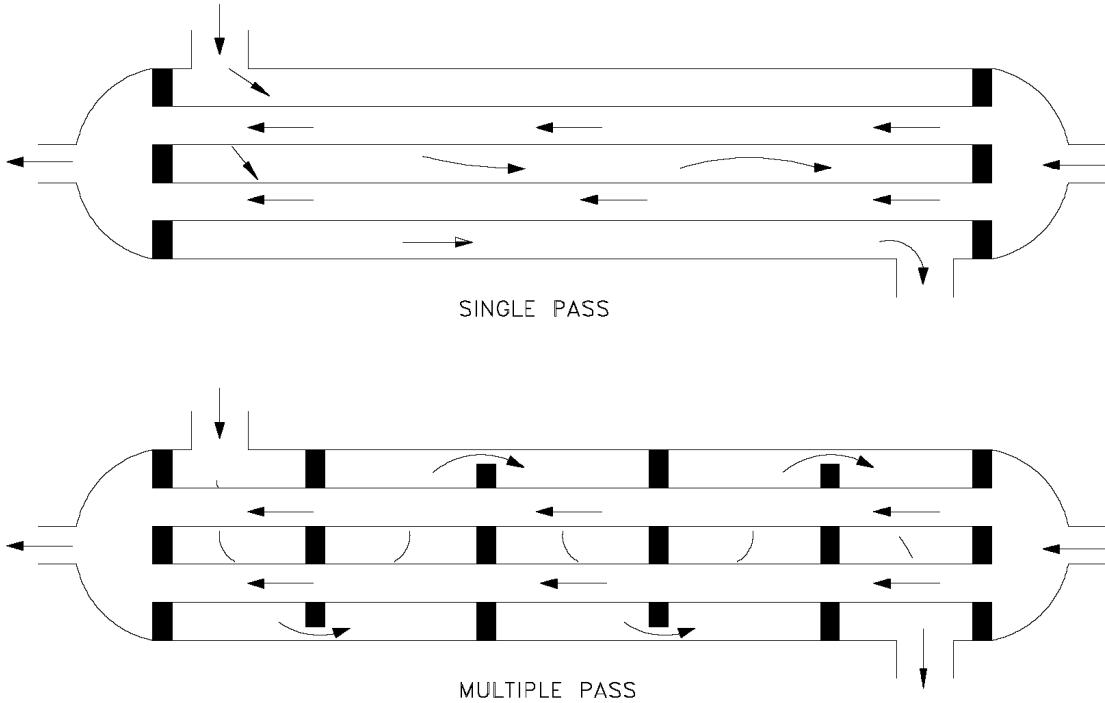


Figure 6: Intercambiador de un solo paso e intercambiador de multiple paso.

- Intercambiador regenerativo.
- Intercambiador no-regenerativo.

Un intercambiador regenerativo es aquel donde se utiliza el mismo fluido (el fluido caliente y el fluido frío es el mismo) como se muestra en la figura (7). Esto es, el fluido caliente abandona el sistema cediendo su calor a un regenerador y posteriormente regresando al sistema. Los intercambiadores regenerativos son comúnmente utilizados en sistemas con temperaturas altas donde una porción del fluido del sistema se remueve del proceso principal y éste es posteriormente integrado al sistema. Ya que el fluido que es removido del proceso principal contiene energía (energía interna, mal llamado calor), el calor del fluido que abandona el sistema se usa para recalentar (regenerar) el fluido de regreso en lugar de expeler calor hacia un medio externo más frío lo que mejora la eficacia del intercambiador. Es importante recordar que el término "regerativo/no-regenerativo" sólo se refiere a "cómo" funciona el intercambiador de calor en un sistema y no indica el tipo de intercambiador (carcaza y tubo, plato, flujo paralelo, contraflujo).

En un intercambiador regenerativo, como se muestra en la figura (7), el fluido con mayor temperatura es enfriado por un fluido de un sistema separado y la energía (calor) removida y no es regresada al sistema.

3.6 Resumen

Podemos establecer los siguientes puntos que resumen el tipo de intercambiadores de calor.

- Existen dos métodos para la construcción de intercambiadores de calor: Tipo Plato y Tipo Tubo.
- En un intercambiador de flujo paralelo el fluido con mayor temperatura y el fluido con menor temperatura fluyen en la misma dirección.
- En un intercambiador de Contraflujo el fluido con mayor temperatura y el fluido con menor temperatura fluyen en la misma dirección pero en sentido contrario.
- En un intercambiador de flujo cruzado el fluido con mayor temperatura y el fluido con menor temperatura fluyen formando un ángulo de 90° entre ambos, es decir perpendicular uno al otro.
- La cuatro principales componentes de un intercambiador son

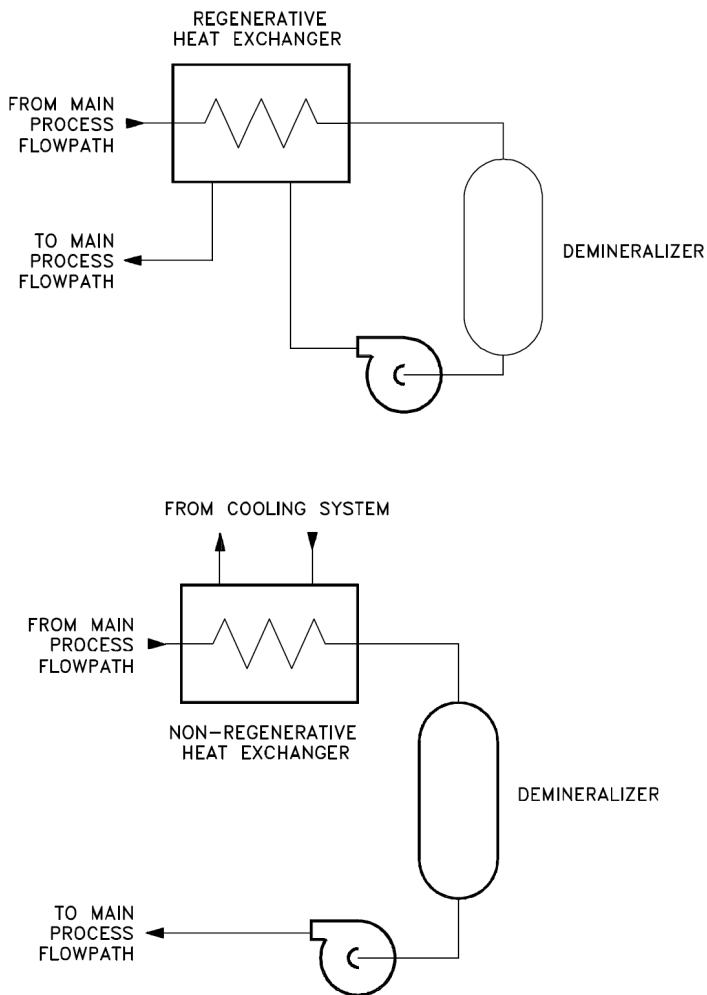


Figure 7: Intercambiador regenerativo e Intercambiador no-regenerativo.

Tubos
 Plato o tubo
 Carcaza
 Bafle

- Los intercambiadores de un solo paso tienen fluidos que transfieren calor de uno a otro una sola vez.
- Los intercambiadores de múltiple paso tienen fluidos que transfieren calor de uno a otro más de una vez a través del uso de tubos en forma de "U" y el uso de bafles.
- Los intercambiadores de calor regenerativos usan el mismo fluido para calentar y enfriar.
- Los intercambiadores de calor no-regenerativos usan fluidos separados para calentar y enfriar.

4 Funcionamiento de los intercambiadores de calor

Como hemos visto hasta ahora, la función general de un intercambiador de calor es transferir calor de un fluido a otro. Los componentes básicos de los intercambiadores se puede ver como un tubo por donde un flujo de fluido está pasando mientras que otro fluido fluye alrededor de dicho tubo. Existen por tanto tres intercambios de calor que necesitan ser descritos:

- 1 Transferencia de calor convectiva del fluido hacia la pared interna del tubo

- 2 Transferencia de calor conductiva a través de la pared del tubo
- 3 Transferencia de calor convectiva desde la pared externa del tubo hacia el fluido exterior.

Para desarrollar la metodología para el análisis y diseño de un intercambiador de calor, atendemos primero el problema de la transferencia de calor del fluido interno en el tubo hacia el fluido externo en la carcaza.

4.1 Relaciones gobernantes

Consideremos que existen dos flujos en un intercambiador de calor, el fluido caliente tiene una razón de capacidad calorífica definida como $C_h = \dot{m}C_{ph}$ [W/K] donde \dot{m} [kg/s] es el flujo másico y C_{ph} [J/kgK] es su capacidad calorífica a presión constante y análogamente para el fluido frío se tiene $C_c = \dot{m}c_{ph}$. Entonces, con base en la Primera Ley de la Termodinámica o Conservación de la Energía, se establece que el calor transferido entre ambos flujos se puede describir por un balance de entalpía de la forma

$$q = C_h (T_1 - T_2) = C_c (t_2 - t_1) \quad (1)$$

donde los subíndices 1 y 2 se refieren a entrada o salida del intercambiador, respectivamente, y las literales T y t son empleadas para indicar las temperaturas caliente y fría, respectivamente.

La ecuación (1) es una representación ideal donde no se consideran pérdidas de calor y ésta sólo describe el calor que será transferido (la capacidad o comportamiento del intercambiador) para el caso donde se conocen los flujos másicos y las temperaturas de operación. Sin embargo, dicha ecuación no provee ninguna indicación del tamaño del intercambiador necesaria para mejorar su capacidad o eficacia. Si consideramos el tamaño del intercambiador en la ecuación (1) podemos escribir,

$$q = U_h \eta S \theta_m = U_h \eta_{ov,h} S_h \theta_m = U_c \eta_{ov,c} S_c \theta_m \quad (2)$$

donde S_h y S_c son las áreas de las superficies caliente y fría del intercambiador, U_h y U_c son los coeficientes globales de transferencia de calor referidos a la parte caliente y fría del intercambiador, y θ_m es la diferencia de temperaturas en operación. Las cantidades $\eta_{ov,h}$ y $\eta_{ov,c}$ son los eficacias de intercambio de aleta y en el caso donde no se conocen para el intercambiador se puede utilizar la aproximación $\eta_{ov,h} = \eta_{ov,c} = 1$.

Así, el proceso de intercambio de calor completo se puede representar por

$$q = U_h \eta_{ov,h} S_h \theta_m = U_c \eta_{ov,c} S_c \theta_m = C_h (T_1 - T_2) = C_c (t_2 - t_1) \quad (3)$$

que es en definitiva la combinación de las ecuaciones (1) y (2).

4.1.1 Área de superficie del intercambiador

Considere un tubo de longitud L como se muestra en la figura (8a). Se observa que la pared del tubo tiene un espesor δ_s , así que el diámetro interno es menor que el diámetro externo y las áreas superficiales serán ligeramente diferentes, tal que,

$$S_i = \pi d_i L \quad (4)$$

$$S_o = \pi d_o L \quad (5)$$

En el caso de un tubo con aletas, una hacia adentro del tubo y otra hacia afuera, como se muestra en la figura (8b), las áreas de las superficies de dichas aletas son entonces

$$S_{fi} = 2n_i b_i L \quad (6)$$

$$S_{fo} = 2n_o b_o L \quad (7)$$

donde n_i y n_o son el número de aletas dentro y fuera de la pared del tubo, respectivamente, y despreciamos la transferencia de calor que ocurre a través del área de la pared extrema (*en la punta de la aleta*) de las aletas, tanto en las aletas internas como en las externas. En este caso podemos decir que las áreas primas o las áreas de superficie básicas son entonces

$$S_{bi} = (\pi d_i - n_i \delta_{fi}) L \quad (8)$$

$$S_{bo} = (\pi d_o - n_o \delta_{fo}) L \quad (9)$$

La superficie total será entonces

$$S_i = S_{bi} + S_{fi} = (\pi d_i - n_i \delta_{fi} + 2n_i b_i) L$$

o bien

$$S_i = [\pi d_i + n_i (2b_i - \delta_{fi})] L \quad (10)$$

$$S_o = [\pi d_o + n_o (2b_o - \delta_{fo})] L \quad (11)$$

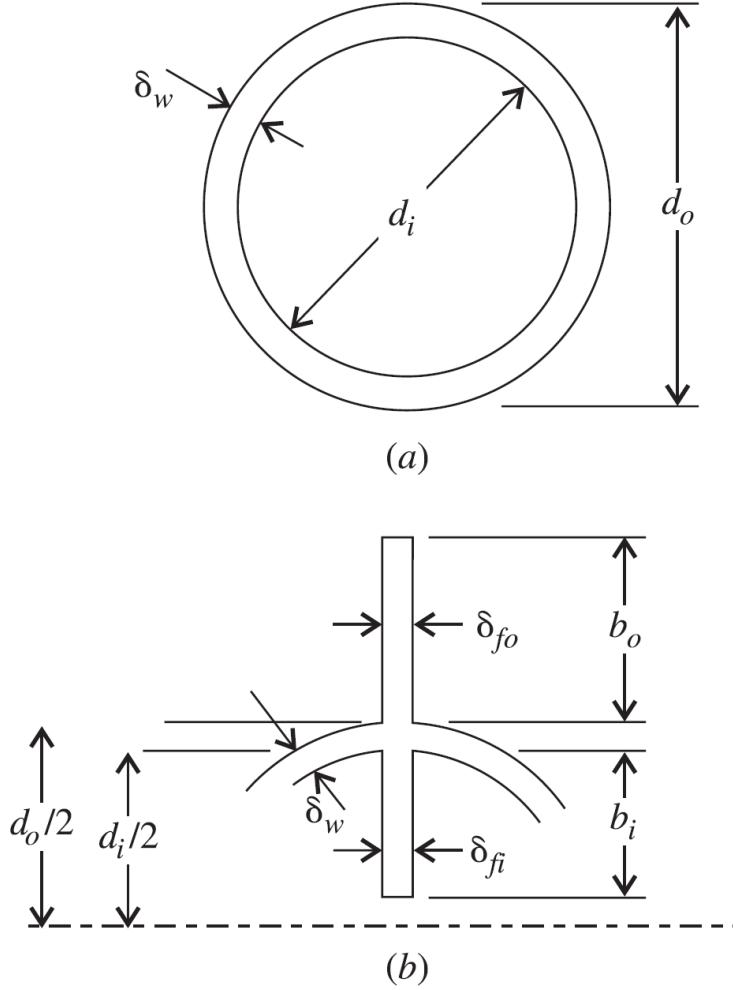


Figure 8: (a) Vista del extremo de un tubo recto y (b) pequeño ángulo central de un tubo con aletas internas y externas.

La razón de la superficie aleteada y la superficie total es entonces

$$\frac{S_{fi}}{S_i} = \frac{2n_i b_i L}{[\pi d_i + n_i (2b_i - \delta_{fi})] L} = \frac{2n_i b_i}{\pi d_i + n_i (2b_i - \delta_{fi})} \quad (12)$$

$$\frac{S_{fo}}{S_o} = \frac{2n_o b_o L}{[\pi d_o + n_o (2b_o - \delta_{fo})] L} = \frac{2n_o b_o}{\pi d_o + n_o (2b_o - \delta_{fo})} \quad (13)$$

La eficacia global de la superficie $\eta_{ov,h}$ y $\eta_{ov,c}$ se basan en las áreas de superficie básicas y en la superficie de operación aleteada con eficacias η_{fi} y η_{fo} , tal que podemos considerar,

$$\begin{aligned} \eta_{ov,i} S_i &= S_{bi} + \eta_{fi} S_{fi} \\ &= S_i - S_{fi} + \eta_{fi} S_{fi} \end{aligned}$$

o bien

$$\eta_{ov,i} = 1 - \frac{S_{fi}}{S_i} (1 - \eta_{fi}) \quad (14)$$

y de manera similar

$$\eta_{ov,o} = 1 - \frac{S_{fo}}{S_o} (1 - \eta_{fo}) \quad (15)$$

Note que cuando no hay una superficie definida, $S_{fi} = S_{fo} = 0$ y las ecuaciones (14) y (15) se reducen a

$$\eta_{ov,i} = \eta_{ov,o} = 1$$

ACTIVIDAD

El alumno deberá responder las siguientes preguntas considerando tres cuartillas para su respuestas.

¿Es posible modificar los subíndices de las ecuaciones (4) a (15) para que estos reflejen tanto el fluido caliente y el fluido frío?

¿Para qué tipos de intercambiadores es valida esta suposición?

¿Cuando es valida la suposición $\eta_{ov,i} = \eta_{ov,o} = 1$?

4.1.2 Coeficiente de transferencia de calor global

En un intercambiador se tienen dos flujos de fluido, uno con mayor temperatura que el otro, el calor se transfiere del fluido caliente al fluido frío a través de cinco resistencias térmicas principales:

1.- Resistencia de capa convectiva de lado del fluido con mayor temperatura:

$$R_h = \frac{1}{h_h \eta_{ov,h} S_h} \quad [K/W] \quad (16)$$

2.- Resistencia en el lado caliente por suciedad debido a la acumulación de residuos de materiales indeseables en la superficie de intercambio de fluido caliente

$$R_{dh} = \frac{1}{h_{dh} \eta_{ov,h} S_h} \quad [K/W] \quad (17)$$

3.- Resistencia del material del intercambiador, el cual presenta una conductividad térmica finita y que toma un valor en función del tipo de intercambiador

$$R_m = \begin{cases} \frac{\delta_m}{k_m S_m} & [K/W] \quad \text{paredes planas} \\ \frac{\ln(d_o)(d_i)}{2\pi k_m L n_t} & [K/W] \quad \text{tubos circulares} \end{cases} \quad (18)$$

donde δ_m es el espesor del metal, S_m es el área de superficie del metal, y n_t es el número de tubos.

4.- Resistencia en el lado frío por suciedad:

$$R_{dc} = \frac{1}{h_{dc} \eta_{ov,c} S_c} \quad [K/W] \quad (19)$$

5.- Resistencia de capa convectiva de lado del fluido con menor temperatura:

$$R_c = \frac{1}{h_c \eta_{ov,c} S_c} \quad [K/W] \quad (20)$$

El conjunto de resistencias listadas en las ecuaciones (16) a (20) se encuentran en *serie* y la resistencia total se puede representar por

$$\frac{1}{US} = \frac{1}{h_h \eta_{ov,h} S_h} + \frac{1}{h_{dh} \eta_{ov,h} S_h} + R_m + \frac{1}{h_{dc} \eta_{ov,c} S_c} + \frac{1}{h_c \eta_{ov,c} S_c} \quad (21)$$

donde, por el momento las literales U y S del lado derecho de la ecuación (21) no tienen asignado ningún subíndice.

Al reescribir la ecuación (21) de la forma

$$U = \frac{1}{\frac{S}{h_h \eta_{ov,h} S_h} + \frac{S}{h_{dh} \eta_{ov,h} S_h} + SR_m + \frac{S}{h_{dc} \eta_{ov,c} S_c} + \frac{S}{h_c \eta_{ov,c} S_c}} \quad (22)$$

tal que es una ecuación general y se puede especificar en términos de la superficie de referencia seleccionada.

Sí el espesor del metal es pequeño y la conductividad térmica del metal empleado es grande, la resistencia térmica del metal es despreciable y la ecuación (22) se reduce a

$$U = \frac{1}{\frac{S}{h_h \eta_{ov,h} S_h} + \frac{S}{h_{dh} \eta_{ov,h} S_h} + \frac{S}{h_{dc} \eta_{ov,c} S_c} + \frac{S}{h_c \eta_{ov,c} S_c}} \quad (23)$$

Otras formas de simplificar la ecuación (23) son:

- Para el lado caliente considerando suciedad

$$U_h = \frac{1}{\frac{1}{h_h \eta_{ov,h}} + \frac{1}{h_{dh} \eta_{ov,h}} + \frac{1}{h_{dc} \eta_{ov,c}} \frac{S_h}{S_c} + \frac{1}{h_c \eta_{ov,c}} \frac{S_h}{S_c}} \quad (24)$$

- Para el lado frío considerando suciedad

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_h \eta_{ov,h}} \frac{S_c}{S_h} + \frac{1}{h_{dh} \eta_{ov,h}} \frac{S_c}{S_h} + \frac{1}{h_{dc} \eta_{ov,c}} + \frac{1}{h_c \eta_{ov,c}}} \quad (25)$$

- Para el lado caliente sin considerar suciedad

$$U_h = \frac{1}{\frac{1}{h_h \eta_{ov,h}} + \frac{1}{h_c \eta_{ov,c}} \frac{S_h}{S_c}} \quad (26)$$

- Para el lado frío sin considerar suciedad

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_h \eta_{ov,h}} \frac{S_c}{S_h} + \frac{1}{h_c \eta_{ov,c}}} \quad (27)$$

- Para un intercambiador no definido donde $\eta_{ov,i} = \eta_{ov,o} = 1$ y tomando como referencia el lado caliente sin considerar suciedad

$$U_h = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} \frac{S_h}{S_c}} \quad (28)$$

- Para un intercambiador no definido donde se toma como referencia el lado frío sin considerar suciedad

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_h} \frac{S_c}{S_h} + \frac{1}{h_c}} \quad (29)$$

4.1.3 Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)

Para los cuatro arreglos básicos simples indicados en la figura (9), θ_m en las ecuaciones (2) y (3) es la diferencia de temperatura media logarítmica, la cual se puede escribir como

$$\theta_m = LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (30)$$

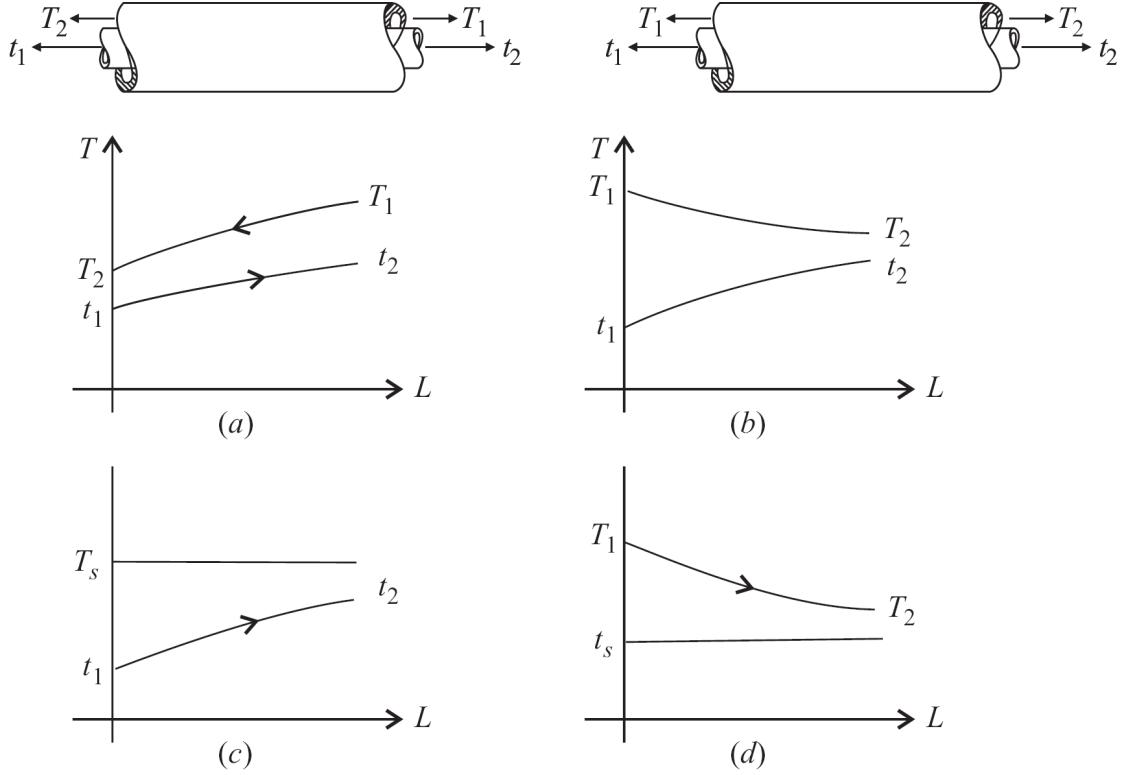


Figure 9: Cuatro arreglos básicos para los cuales la diferencia de temperatura media logarítmica se puede determinar a partir de la ecuación (29): (a) Contraflujo; (b) flujo paralelo; (c) fuente con temperatura constante y receptor con incremento de temperatura; (d) temperatura constante en el receptor y fuente con temperatura en decrecimiento.

- Para el intercambiador de contraflujo, donde los fluidos fluyen en sentidos contrarios a través del intercambiador (figura (9)a)

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

- Para el intercambiador de flujo paralelo, donde los fluidos fluyen en el mismo sentido a través del intercambiador (figura (9)b)

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln((T_1 - t_1) / (T_2 - t_2))} \quad (32)$$

- Para el intercambiador que tiene temperatura constante, $T_s = T_1 = T_2$, y la temperatura del receptor se incrementa (figura (9)c)

$$LMTD = \frac{t_2 - t_1}{\ln((T_s - t_1) / (T_s - t_2))} \quad (33)$$

- Para el intercambiador que tiene temperatura del receptor es constante, $t_s = t_1 = t_2$, y la temperatura fuente disminuye (figura (9)d)

$$LMTD = \frac{T_1 - T_2}{\ln((T_1 - t_s) / (T_2 - t_s))} \quad (34)$$

Debe quedar claro que estas expresiones simples para la diferencia de temperatura media logarítmica sólo son válidas para aquellos casos indicados en la figura (9) y no pueden ser empleados para otro tipo de arreglos como el caso de flujo cruzado o intercambiadores de múltiple paso.

4.2 Métodos de análisis de intercambiadores de calor

4.2.1 Método por factor de corrección en la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)

Como se mencionó la diferencia de temperatura media logarítmica no se puede aplicar a intercambiadores de calor de múltiple paso y de flujo cruzado. El parámetro de temperatura θ_m que aparece en las ecuaciones (2) y (3) es la real o diferencia de temperatura media efectiva y está relacionada a la diferencia de temperatura media logarítmica escrita anteriormente en la ecuación (30):

$$\theta_m = LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}$$

y las funciones

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (35)$$

definida como la *efectividad* del lado frío y

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{C_c}{C_h} \quad (36)$$

definida como una razón de capacidad térmica.

La diferencia de temperatura media efectiva en un intercambiador de múltiple pasos o de flujo cruzado, θ_m , estará relacionada a diferencia de temperatura media logarítmica mediante

$$\theta_m = F(LMTD_c)$$

donde el factor de corrección está dado por

$$F = \frac{\theta_m}{LMTD_c} \quad (37)$$

es una función de P , R y del arreglo del flujo de fluido.

La obtención del factor de corrección de la diferencia de temperatura media logarítmica comenzó en los inicios de la década de los años 1930 [[1], [2], [4] y [3]]. Los factores de corrección están disponibles en cartas como las que se muestran en las figuras () y () .

4.2.2 Método $\epsilon - N_{tu}$

El parámetro P en el método del factor de corrección de la diferencia de temperatura media logarítmica requiere de tres temperaturas para su cálculo. La temperatura de entrada tanto del flujo caliente como del flujo frío se obtiene comúnmente, pero cuando la de salida del lado frío no se conoce, se requiere de un método de ensayo y error para determinar P . Dicho método de ensayo y error se puede evitar en el método $\epsilon - N_{tu}$ lo que ha permitido a este último método ganar popularidad gracias a su aplicación en diseño asistido por computadora.

Kays y London en 1984 [[6]] mostraron que las ecuaciones que describen un intercambiador de calor se pueden escribir de manera adimensional que resultan en tres grupos adimensionales.

1.- Relación de la razón de capacidad

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}, \quad (0 \leq C^* \leq 1) \quad (38)$$

Debe quedar claro que esta relación difiere de la relación R (ecuación 36, razón de capacidad térmica).usada en la determinación del factor de corrección de la diferencia de temperatura media logarítmica. En la ecuación (38) razón de capacidad C^* es siempre menor que la unidad.

2.- *Efectividad* del intercambiador de calor

$$\epsilon = \frac{q}{q_{\max}}, \quad (0 \leq \epsilon \leq 1) \quad (39)$$

que es la razón de la transferencia de calor real a la máxima transferencia de calor que puede ser posible si se tratara de un intercambiador de contraflujo.

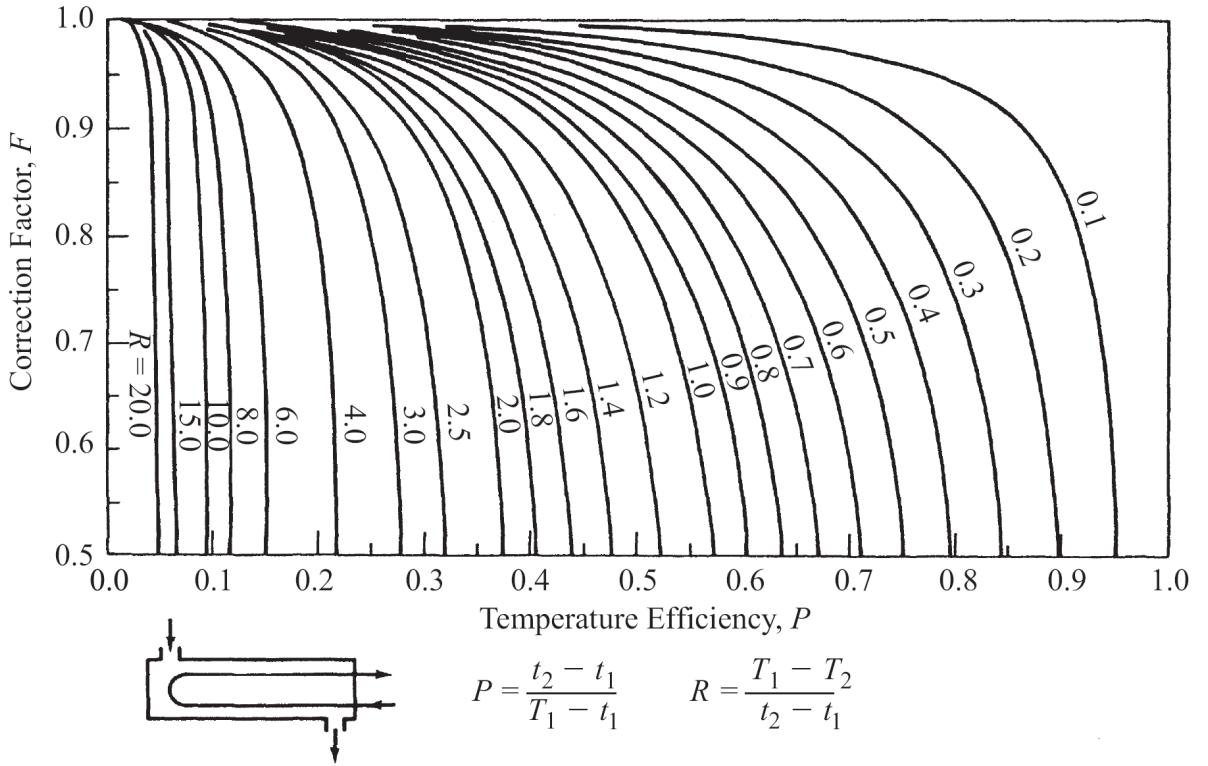


Figure 10: Factor de corrección de la diferencia de temperatura media logarítmica para intercambiadores de tubo y carcaza con un sólo paso por la carcaza y pasando por el tubo dos veces. (Adaptado de la referencia [5])

3.- Número de unidades de transferencia de calor

$$N_{tu} \equiv \frac{US}{C_{\min}} = \int_S UdS \quad (40)$$

donde el número de unidades de transferencia de calor es una medida del tamaño del intercambiador.

La transferencia de calor real esta dada por el balance de entalpía de la ecuación (1) . Obsérvese que si $C_h > C_c$, entonces $(T_1 - T_2) < (t_2 - t_1)$, y que si $C_c > C_h$ entonces $(t_2 - t_1) < (T_1 - T_2)$ y el fluido que podría experimenta el máximo cambio de temperatura, $T_1 - t_1$, es el fluido que tiene la razón de capacidad mínima. Así, la máxima transferencia de calor posible se puede expresar como

$$q_{\max} = C_c (T_1 - t_1), \quad \text{donde} \quad C_c < C_h \quad (41)$$

o bien

$$q_{\max} = C_h (T_1 - t_1), \quad \text{donde} \quad C_h < C_c \quad (42)$$

y cualesquiera de los dos se puede obtener con el intercambiador de contraflujo. Por lo tanto, la efectividad del intercambiador se puede escribir como:

$$\epsilon = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{C_h (T_2 - T_1)}{C_{\min} (T_1 - t_1)} = \frac{C_c (t_2 - t_1)}{C_{\min} (T_1 - t_1)} \quad (43)$$

Se puede observar que el valor ϵ se encuentra en un rango entre cero y uno y que para un valor dado de ϵ y q_{\max} la transferencia de calor real en el intercambiador será

$$q = \epsilon C_{\min} (T_1 - t_1) \quad (44)$$

Por otro lado, ya que la efectividad es una función tal que

$$\epsilon = f(C^*, N_{tu}, \text{ arreglo del flujo en el intercambiador})$$

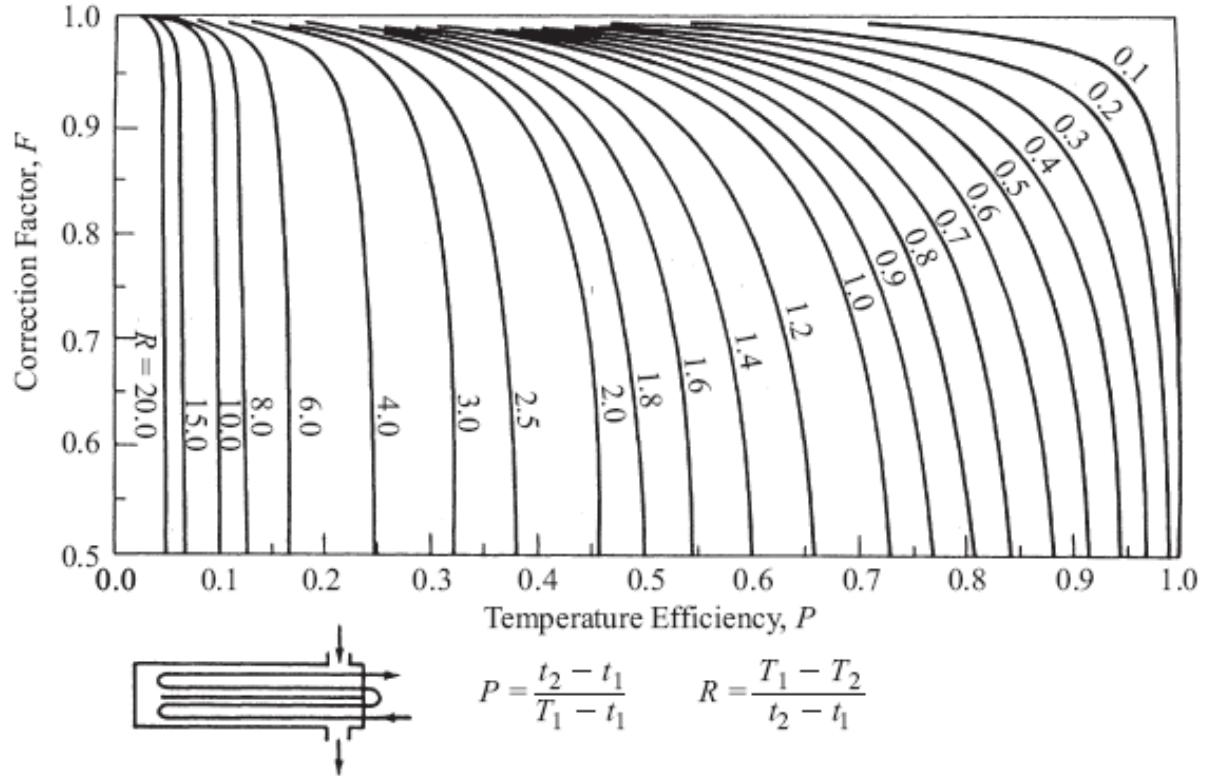


Figure 11: Factor de corrección de la diferencia de temperatura media logarítmica para intercambiadores de tubo y carcaza con dos pasos por la carcaza y el paso por el tubo cuatro veces. (Adaptado de la referencia [5])

cada arreglo de intercambiador presenta su propia relación de efectividad. La introducción formal del método $\epsilon - N_{tu}$ para intercambiadores de calor aparentemente se realizó por London y Seban (1942, 1980) [[7] y [8]]. Sin embargo, Sekulic *et al.* (1999) [[9]] indican que las soluciones para el intercambiador de calor de paso simple fueron originalmente obtenidas por Nusselt (1911, 1930) [[10] y [11]], Mason (1955) [[12]] y Baclic and Heggs (1985) [[13]].

Relaciones específicas para el método $\epsilon - N_{tu}$ A continuación se presentan algunas relaciones específicas $\epsilon - N_{tu}$ y sus valores límite para 10 arreglos de

1.- Contraflujo

$$\epsilon = \frac{1 - \exp(-N_{tu}(1 - C^*))}{1 - C^* \exp(-N_{tu}(1 - C^*))} \quad (45)$$

sí $C^* = 1$, entonces

$$\epsilon = \frac{N_{tu}}{1 + N_{tu}}$$

y si $N_{tu} \rightarrow \infty$, entonces

$$\epsilon = 1$$

para toda C^*

2. Flujo paralelo

$$\epsilon = \frac{1 - \exp(-N_{tu}(1 + C^*))}{1 + C^*} \quad (46)$$

sí $C^* = 1$, entonces

$$\epsilon = \frac{1}{2} (1 - \exp(-2N_{tu}))$$

y sí $N_{tu} \rightarrow \infty$, entonces

$$\epsilon = \frac{1}{1 + C^*}$$

3.- Para flujo cruzado con ambos fluidos puros o sin mezclado

$$\begin{aligned} \epsilon &= 1 - \exp((-1 + C^*) N_{tu}) \left[I_0(2N_{tu}C^{*1/2}) + C^{*n/2} I_1(2N_{tu}C^{*1/2}) \right] \\ &\quad - \frac{1 - C^*}{C^*} \sum_{n=2}^{\infty} C^{*n/2} I_n(2N_{tu}C^{*1/2}) \end{aligned} \quad (47)$$

donde I es la función de Bessel modificada de primera clase. Sí $C^* = 1$, entonces

$$\epsilon = 1 - [I_0(2N_{tu}) + I_1(2N_{tu})] \exp(-2N_{tu})$$

y sí $N_{tu} \rightarrow \infty$, entonces

$$\epsilon = 1$$

para toda C^*

4.- Flujo cruzado con un fluido mezclado y un fluido no mezclado.

Con C_{\min} mezclado y C_{\max} no mezclado

$$\epsilon = 1 - \exp \left\{ -1 - \left[1 - \frac{\exp(-C^* N_{tu})}{C^*} \right] \right\} \quad (48)$$

Sí $C^* = 1$, entonces

$$\epsilon = 1 - \exp(-(1 - \exp(-N_{tu})))$$

y sí $N_{tu} \rightarrow \infty$, entonces

$$\epsilon = 1 - \exp \left(-\frac{1}{C^*} \right)$$

Con C_{\max} mezclado y C_{\min} no mezclado

$$\epsilon = \frac{1}{C^*} \{ 1 - \exp(-(1 - \exp(-N_{tu}))) \} \quad (49)$$

Sí $C^* = 1$, entonces

$$\epsilon = 1 - \exp(-(1 - \exp(-N_{tu})))$$

y sí $N_{tu} \rightarrow \infty$, entonces

$$\epsilon = \frac{1 - \exp(-C^*)}{C^*}$$

5.- Flujo cruzado con ambos fluidos mezclados

$$\epsilon = \frac{1}{\frac{1}{1 - \exp(-N_{tu})} + \frac{C^*}{1 - \exp(-C^* N_{tu})} - \frac{1}{N_{tu}}} \quad (50)$$

Sí $C^* = 1$, entonces

$$\epsilon = \frac{1}{\frac{2}{1 - \exp(-N_{tu})} - \frac{1}{N_{tu}}}$$

y sí $N_{tu} \rightarrow \infty$, entonces

$$\epsilon = \frac{1}{1 + C^*}$$

6.- Intercambiador de calor de carcaza y tubo con el fluido de la carcaza mezclado

$$\epsilon = \frac{2}{(1 + C^*) + (1 + C^{*2})^{1/2} \coth(\Gamma/2)} \quad (51)$$

donde $\coth()$ es la función cotangente hiperbólica y

$$\Gamma = N_{tu} (1 + C^{*2})^{1/2}$$

Sí $C^* = 1$, entonces

$$\epsilon = \frac{2}{2 + 2^{1/2} \coth(\Gamma/2)}$$

donde

$$\Gamma = 2^{1/2} N_{tu}$$

Y sí $N_{tu} \rightarrow \infty$, entonces

$$\epsilon = \frac{2}{(1 + C^*) + (1 + C^{*2})^{1/2}}$$

7.- Intercambiador de calor de carcaza y 2 tubos con el fluido de la carcaza puro o sin mezclar.
Para $C_{\min} = C_{tube}$ and $C_{\max} = C_{carcasa}$:

$$\epsilon = 1 - \frac{2C^* - 1}{2C^* + 1} \left[\frac{2C^* + \exp(-N_{tu}(C^* + 1/2))}{2C^* - \exp(-N_{tu}(C^* - 1/2))} \right] \quad (52)$$

Sí $C^* = \frac{1}{2}$, entonces

$$\epsilon = 1 - \frac{1 + \exp(-N_{tu})}{2 + N_{tu}}$$

y sí $N_{tu} \rightarrow \infty$, entonces

$$\epsilon = \begin{cases} \frac{2}{1+2C^*} & \text{para } C^* \geq 0.5 \\ 1 & \text{para } C^* \leq 0.5 \end{cases}$$

Para $C_{\min} = C_{carcasa}$ and $C_{\max} = C_{tube}$:

$$\epsilon = \frac{1}{C^*} - \frac{2 - C^*}{C^*(2 + C^*)} \left[\frac{2 + C^* \exp(-N_{tu}(1 + C^*/2))}{2 - C^* \exp(-N_{tu}(1 - C^*/2))} \right] \quad (53)$$

Sí $C^* = 1$, entonces

$$\epsilon = 1 - \frac{1}{3} \left[\frac{2 + \exp(-3N_{tu}/2)}{2 - \exp(-N_{tu}/2)} \right]$$

y sí $N_{tu} \rightarrow \infty$, entonces

$$\epsilon = \frac{2}{2 + C^*}$$

8.- Intercambiador de calor de carcaza y 4 tubos con el fluido de la carcaza mezclado

Para $C_{\min} = C_{tube}$ and $C_{\max} = C_{carcasa}$:

$$\epsilon = \frac{4}{2(1 + C^*) + (1 + 4C^{*2})^{1/2} \coth(\Gamma/4) + \tanh(N_{tu}/4)} \quad (54)$$

donde

$$\Gamma = N_{tu} (1 + 4C^{*2})^{1/2}$$

Sí $C^* = 1$, entonces

$$\epsilon = \frac{4}{4 + 5^{1/2} \coth(\Gamma/4) + \tanh(N_{tu}/4)}$$

donde

$$\Gamma = 5^{1/2} N_{tu}$$

Y sí $N_{tu} \rightarrow \infty$, con $C_{\min} = C_{tube}$, entonces

$$\epsilon = \frac{4}{2(1 + C^*) + (1 + 4C^{*2})^{1/2} + 1}$$

Para $C_{\min} = C_{carcaza}$ and $C_{\max} = C_{tube}$:

$$\epsilon = \frac{4}{2(1+C^*) + (4+C^{*2})^{1/2} \coth(\Gamma/4) + C^* \tanh(C^*N_{tu}/4)} \quad (55)$$

donde

$$\Gamma = N_{tu} (4+C^{*2})^{1/2}$$

Sí $C^* = 1$, entonces

$$\epsilon = \frac{4}{4 + 5^{1/2} \coth(\Gamma/4) + \tanh(N_{tu}/4)}$$

donde

$$\Gamma = 5^{1/2} N_{tu}$$

Y sí $N_{tu} \rightarrow \infty$, con $C_{\min} = C_{tube}$, entonces

$$\epsilon = \frac{4}{2(1+C^*) + (4+C^{*2})^{1/2} + C^*}$$

9.- Intercambiador de calor de carcaza y 2 tubos de flujo bifurcado, con el fluido de la carcaza mezclado.

Para $C_{\min} = C_{tube}$ and $C_{\max} = C_{carcaza}$:

$$\epsilon = \frac{(1+G+2C^*G) + (2C^*+1)D \exp(-\alpha) - \exp(-\alpha)}{(1+G+2C^*G) + 2C^*(1-D) + 2C^*D \exp(-\alpha)} \quad (56)$$

donde

$$\begin{aligned} D &= \frac{1 - \exp(-\alpha)}{2C^* + 1} \\ G &= \frac{1 - \exp(-\beta)}{2C^* - 1} \\ \alpha &= \frac{1}{4} N_{tu} (2C^* + 1) \\ \beta &= \frac{1}{2} N_{tu} (2C^* - 1) \end{aligned}$$

Sí $C^* = 1$, entonces

$$\epsilon = \frac{4 - \exp(-N_{tu}/2) - \exp(-3N_{tu}/2)}{4 - 3 \exp(-N_{tu}/2) - \frac{2}{3} \exp(-3N_{tu}/4) - \exp(-3N_{tu}/2)} \quad (57)$$

Y si $N_{tu} \rightarrow \infty$ y $C^* > \frac{1}{2}$,

$$\epsilon = \frac{2C^* + 1}{2C^{*2} + C^* + 1}$$

y cuando $C^* \leq \frac{1}{2}$

$$\epsilon = 1$$

Para $C_{\min} = C_{carcaza}$ and $C_{\max} = C_{tube}$: Para la efectividad, se usa la ecuación (56) reemplazando C^* por $1/C^*$, N_{tu} reemplazando por C^*N_{tu} , y ϵ reemplazado por $C^*\epsilon$. Cuando $C^* = 1$ se usa la ecuación (57). Cuando $N_{tu} \rightarrow \infty$ con $C^* < 2$,

$$\epsilon = \frac{C^* + 2}{2C^{*2} + C^* + 1}$$

y con $C^* \geq \frac{1}{2}$

$$\epsilon = \frac{1}{C^*}$$

10.- Intercambiador de calor de carcaza y 2 tubos de flujo bifurcado con el fluido de la carcaza mezclado.

si $N_{tu} \rightarrow \infty$

$$\epsilon = \frac{2}{1 + 2C^*\Phi'} \quad (58)$$

donde

$$\begin{aligned}\Phi' &= 1 + \gamma \frac{1 + \Phi}{1 - \Phi} - 2\gamma \frac{\gamma\Phi + (1 - \Phi)\exp(-C^*N_{tu}(\gamma - 1)/2)}{(1 - \Phi)^2 + \gamma(1 - \Phi^2)} \\ \Phi &= \exp(-\gamma C^*N_{tu}) \\ \gamma &= \frac{(1 + 4C^{*2})^{1/2}}{2C^*}\end{aligned}$$

Cuando $C^* = 1$

$$\epsilon = \frac{2}{1 + 2\Phi'} \quad (59)$$

donde

$$\begin{aligned}\Phi' &= 1 + \gamma \frac{1 + \Phi}{1 - \Phi} - 2\gamma \frac{\gamma\Phi + (1 - \Phi)\exp(-N_{tu}(\gamma - 1)/2)}{(1 - \Phi)^2 + \gamma(1 - \Phi^2)} \\ \Phi &= \exp(-\gamma N_{tu}) \\ &= \frac{5^{1/2}}{2C^*}\end{aligned}$$

Y si $N_{tu} \rightarrow \infty$,

$$\epsilon = \frac{2}{1 + 2C^{*2} + (1 + 4C^{*2})^{1/2}}$$

Para $C_{\min} = C_{carcaza}$ and $C_{\max} = C_{tube}$:Para calcular la efectividad utilizamos la ecuación (58) reemplazando C^* por $1/C^*$, N_{tu} reemplazando por C^*N_{tu} , y ϵ reemplazado por $C^*\epsilon$. Cuando $N_{tu} \rightarrow \infty$ con $C_{\min} = C_{carcaza}$

$$\epsilon = \frac{2}{C^* + 2 + (C^* + 4)^{1/2}}$$

En las figuras (12)-(14) se presentan los 10 arreglos considerados.

4.2.3 Método $P - N_{tu,c}$

A través del método $P - N_{tu,c}$ se evita cualquier posible confusión derivada de la selección de C_{\min} en los intercambiadores de carcaza y tubos. El método se basa en utilizar la razón de capacidad del lado frío, así que

$$P = \frac{C_{\min}}{C_c} \epsilon = \begin{cases} \epsilon & \text{para } C_c = C_{\min} \\ \epsilon C^* & \text{para } C_c = C_{\max} \end{cases} \quad (60)$$

$$N_{tu,c} = \frac{C_{\min}}{C_c} N_{tu} = \begin{cases} N_{tu} & \text{para } C_c = C_{\min} \\ N_{tu} C^* & \text{para } C_c = C_{\max} \end{cases} \quad (61)$$

y se puede renombrar

$$R = \frac{C_c}{C_h} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

El parámetro P es la temperatura efectiva y esta es similar a la efectividad del intercambiador ϵ . Esta es función de N_{tu} , R y del arreglo del flujo en el intercambiador.

$$P = f(N_{tu}, R, \text{arreglo del flujo en el intercambiador})$$

En el método $P - N_{tu,c}$, el flujo total de calor desde el fluido con mayor temperatura hacia el fluido con menor temperatura es

$$q = PC_c(T_1 - t_1) \quad (62)$$

y las relaciones $P - N_{tu,c}$ se pueden obtener de las relaciones $\epsilon - N_{tu,c}$ (descritas anteriormente) al reemplazar C^* , ϵ y N_{tu} por R , P y $N_{tu,c}$.

Por ejemplo, para un intercambiador de contraflujo, el cual tiene una representación de la forma

$$\epsilon = \frac{1 - \exp(-N_{tu}(1 - C^*))}{1 - C^* \exp(-N_{tu}(1 - C^*))}$$

se escribe entonces como

$$P = \frac{1 - \exp(-N_{tu,c}(1-R))}{1 - R \exp(-N_{tu}(1-R))}$$

La figura () muestra una carta $P - N_{tu,c}$ para un intercambiador de carcaza y dos tubos con el fluido mezclado en la carcaza.

4.2.4 Método $\psi - P$

El método $\psi - P$ propuesto por Muller en 1967 [[14]] combina las variables del LMTD y las del método $\epsilon - N_{tu}$. El parámetro ψ se introduce como la razón entre la diferencia de temperaturas real y la temperatura dirigente (la diferencia de temperaturas de los dos fluidos a la entrada ($T_1 - t_1$)), tal que

$$\psi = \frac{\theta_m}{T_1 - t_1} = \frac{\epsilon}{N_{tu}} = \frac{P}{N_{tu,c}} \quad (63)$$

El factor de corrección de la diferencia de temperatura media logarítmica es

$$F = \frac{\theta_m}{LMTD_c}$$

el cual se puede escribir como

$$F = \frac{N_{cf}}{N_{tu,c}} \quad (64)$$

donde N_{cf} es el número de unidades de calor transferidas por el intercambiador de contraflujo y que se obtiene de resolver la ecuación (45),

$$\epsilon = \frac{1 - \exp(-N_{tu}(1 - C^*))}{1 - C^* \exp(-N_{tu}(1 - C^*))}$$

para N_{tu}

$$N_{cf} = \begin{cases} \frac{1}{1-R} \ln \frac{1-RP}{1-P} & \text{para } \dots R \neq 1 \\ \frac{1}{1-P} & \text{para } \dots R = 1 \end{cases} \quad (65)$$

Al combinar las ecuaciones (37), (38) y (65) nos conducen a

$$\psi = \frac{FP(1-R)}{\ln[(1-RP)/(1-P)]} \quad (66)$$

así que

$$q = US\psi(T_1 - t_1) \quad (67)$$

lo que muestra que

$$\psi = f(P, R, \text{arreglo del flujo en el intercambiador})$$

En la figura (16) se muestra la carta de Mueller (1967) [[14]] para ψ como función de P para un intercambiador de carcaza de dos tubos con flujo de carcaza mezclado (Adaptado de [[5]])

4.3 Pérdidas de presión en el intercambiador

Las relaciones presentadas hasta ahora se refieren a los principios de transferencia de calor de los intercambiadores de calor. El análisis de energía se completa al tomar en cuenta la potencia de bombeo necesaria para forzar el flujo de fluido a través de la estructura de intercambiador. Este tipo de análisis excede la cobertura del curso en transferencia de calor y se incluye en el estudio de la mecánica de fluidos por lo que no es tratado en esta ocasión.

4.4 Resumen de las relaciones que describen los intercambiadores de calor

En este apartado se presenta un resumen de las relaciones empleadas en el análisis de los intercambiadores de calor.

- Para el método de factor de corrección de la diferencia de temperatura media logarítmica

$$\theta_m = LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (68)$$

donde

$$\begin{aligned} q &= USF\theta_m \\ \Delta T_1 &= T_1 - t_2 \\ \Delta T_2 &= T_2 - t_1 \\ P &= \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2} \end{aligned} \quad (69)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (70)$$

$F = f(P, R, \text{ arreglo del flujo en el intercambiador})$

- Para el método $\epsilon - N_{tu}$

$$q = \epsilon C_{\min} (T_1 - t_1) \quad (71)$$

$$\epsilon = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{C_h (T_2 - T_1)}{C_{\min} (T_1 - t_1)} = \frac{C_c (t_2 - t_1)}{C_{\min} (T_1 - t_1)} \quad (72)$$

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}, \quad (0 \leq C^* \leq 1) \quad (73)$$

$$N_{tu} \equiv \frac{US}{C_{\min}} = \int_S U dS \quad (74)$$

$\epsilon = f(N_{tu}, C^*, \text{ arreglo del flujo en el intercambiador})$

- Para el método $P - N_{tu,c}$

$$q = PC_c (T_1 - t_1) \quad (75)$$

$$N_{tu,c} = \frac{US}{C_c} = \frac{C_{\min}}{C_c} N_{tu} = \begin{cases} N_{tu} & \text{para } C_c = C_{\min} \\ N_{tu} C^* & \text{para } C_c = C_{\max} \end{cases} \quad (76)$$

$P = f(N_{tu}, R, \text{ arreglo del flujo en el intercambiador})$

- Para el método $\psi - P$

$$q = US\psi (T_1 - t_1) \quad (77)$$

$$\psi = \frac{\theta_m}{T_1 - t_1} = \frac{\epsilon}{N_{tu}} = \frac{P}{N_{tu,c}} \quad (78)$$

$\psi = f(P, R, \text{ arreglo del flujo en el intercambiador})$

5 Comparación de los tipos de intercambiadores

Cada uno de los tres tipos de intercambiador presenta ventajas y desventajas en su aplicación. Pero se puede decir que el diseño de intercambiador de contraflujo es el más eficiente de los tres cuando se compara la razón de transferencia de calor por unidad de área de superficie. La eficiencia de un intercambiador de contraflujo se debe al hecho que la diferencia de temperatura ΔT entre los dos fluidos sobre la longitud del intercambiador de calor es maximizada como se muestra en la figura (4). Por lo que la diferencia de temperatura media logarítmica para un intercambiador de contraflujo es mayor que la que ocurre en intercambiadores de flujo paralelo o flujo cruzado. Esto se puede observar al comparar las figuras (3), (4) y (5). El siguiente ejercicio muestra como una mayor diferencia de temperatura media logarítmica resulta en una razón más grande en la transferencia de calor.

Considerando que la diferencia de temperatura media logarítmica se puede escribir como

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (79)$$

y la transferencia de calor es por conducción y convección, la razón de transferencia de calor se puede escribir como

$$\begin{aligned} q &= USF\theta_m \\ q &= U_o A_o (LMTD) \end{aligned} \quad (80)$$

donde q [BTU/h] es la razón de transferencia de calor, U_o [BTU/h · ft² · °F] es el coeficiente de transferencia de calor global, A_o [ft²] es el área de transferencia de calor de sección transversal y $LMTD$ [°F] es la diferencia de temperatura media logarítmica.

Consideramos un intercambiador de calor que es operado bajo condiciones idénticas de temperatura pero en una ocasión con contraflujo y en otra ocasión con flujo paralelo. Así que las condiciones son:

$$\begin{aligned} T_{1in} &= 200^{\circ}F \\ T_{1out} &= 145^{\circ}F \\ U_o &= 70 \text{ BTU}/h \cdot ft^2 \cdot ^{\circ}F \\ A_o &= 75 ft^2 \\ T_{2in} &= 80^{\circ}F \\ T_{2out} &= 120^{\circ}F \end{aligned}$$

donde T_1 representa la temperatura del fluido con mayor temperatura y T_2 es la temperatura del fluido con menor temperatura, los subíndices *in* y *out* representan entrada y salida, respectivamente.

Para el caso de contraflujo tenemos

$$LMTD = \frac{(200 - 120) - (145 - 80)}{\ln\left(\frac{200-120}{145-80}\right)} = 72^{\circ}F$$

Para el caso de flujo paralelo

$$LMTD = \frac{(200 - 80) - (145 - 120)}{\ln\left(\frac{200-80}{145-120}\right)} = 61^{\circ}F$$

De esta manera el flujo de calor para el caso de contraflujo es

$$\begin{aligned} q_{contraflujo} &= \left(70 \frac{\text{BTU}}{h \cdot ft^2 \cdot ^{\circ}F}\right) (75 ft^2) (72^{\circ}F) \\ q_{contraflujo} &= 3.8 \times 10^5 \text{ BTU}/h \end{aligned}$$

mientras que para el caso en flujo paralelo

$$\begin{aligned} q_{paralelo} &= \left(70 \frac{\text{BTU}}{h \cdot ft^2 \cdot ^{\circ}F}\right) (75 ft^2) (61^{\circ}F) \\ q_{paralelo} &= 3.2 \times 10^5 \text{ BTU}/h \end{aligned}$$

Este resultado muestra que dadas las mismas condiciones de operación térmicas de operación del intercambiador de calor, la transferencia de calor es mayor en contraflujo que en el de flujo paralelo.

6 Aplicaciones de los intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor se encuentran en muchos sistemas químicos o mecánicos. Estos sirven, como su nombre lo indica, para ganar calor o expeler calor en determinados procesos. Algunas de las aplicaciones más comunes se encuentran en caleamiento, ventilación, sistemas de acondicionamiento de espacios, radiadores en máquinas de combustión interna, calderas, condensadores, y precalentadores o enfriamiento de fluidos. En este apartado se revisan algunas aplicaciones específicas de intercambiadores de calor. Se intenta proveer varios ejemplos específicos de cómo funciona un intercambiador de calor en un determinado sistema, claro está que no se cubren todas las aplicaciones posibles.

6.1 Precalentador

En sistemas de vapor de gran escala, o en sistemas donde se requieren grandes temperaturas, el fluido de entrada es comúnmente precalentado en etapas, en lugar de tratar de calentar dicho fluido en una sola etapa desde el ambiente hasta la temperatura final. El precalentamiento en etapas incrementa la eficiencia del la planta y minimiza el choque térmico de los componentes, que es el caso de inyectar fluido a temperatura ambiente en una caldera u otro dispositivo operando a alta temperatura. En el caso de sistemas de generación de vapor, una porción del vapor generado es sustraído y utilizado como fuente de calor para recalentar el agua de alimentación en etapas. La figura () se muestra un ejemplo de la construcción y de las componentes internas de un intercambiador de calor de agua de alimentación con tubos en forma de "U" de una planta de generación de potencia para la etapa del precalentador. Al entrar el vapor al intercambiador de calor y fluir alrededor de los tubos, éste transfiere su energía térmica y se condensa. Observe que el vapor entra por la parte superior de la carcasa del intercambiador de calor, donde transfiere no solamente el calor sensible (cambio de temperatura) sino también transfiere su calor latente de la vaporización (condensación del vapor en agua). El vapor condensado entonces sale como líquido en el fondo del intercambiador de calor. El agua de alimentación entra al intercambiador de calor en el extremo inferior derecho y fluye por los tubos. Observe que la mayoría de estos tubos estarán debajo del nivel fluido en el lado de la carcasa. Esto significa que el agua de alimentación está expuesta al vapor condensado primero y en seguida viaja a través de los tubos y por detrás alrededor del extremo superior derecho del intercambiador de calor. Después de hacer una vuelta de 180°, entonces el agua de alimentación parcialmente calentada esta sujeta a la entrada de vapor más caliente que entra a la carcasa. El agua de alimentación es calentada a mayor temperatura por el vapor caliente y después sale del intercambiador de calor. En este tipo de intercambiador de calor, el nivel fluido del lado de la carcasa es muy importante en la determinación de la eficacia del intercambiador de calor, pues el nivel fluido del lado de la carcasa determina el número de tubos expuestos al vapor caliente.

6.2 Radiador

Comúnmente, los intercambiadores de calor están pensados como dispositivos líquido-a-líquido solamente. Pero un intercambiador de calor es cualquier dispositivo que transfiere calor a partir de un fluido a otro fluido. Algunas plantas dependen de intercambiadores de calor aire/líquido. El ejemplo más familiar de un intercambiador de calor aire-a-líquido es un radiador de automóvil. El líquido refrigerante fluye por el motor y toma el calor expelido y lo lleva hasta el radiador. El líquido refrigerante fluye entonces por tubos que utilizan aire fresco del ambiente para reducir la temperatura del líquido refrigerante. Ya que el aire es un mal conductor del calor, el área de contacto térmico entre el metal del radiador y el aire se debe maximizar. Esto se hace usando aletas en el exterior de los tubos. Las aletas mejoran la eficacia de un intercambiador de calor y se encuentran comúnmente en la mayoría de los intercambiadores de calor del aire/líquido y en algunos intercambiadores de calor líquido/líquido de alta eficacia.

6.3 Aire acondicionado, evaporador y condensador

Todos los sistemas de aire acondicionado contienen por lo menos dos intercambiadores de calor, generalmente llamados evaporador y condensador. En cualquier caso, el evaporador o el condensador, el refrigerante fluye en el intercambiador de calor y transfiere el calor, ya sea ganándolo o expeliéndolo al medio frío. Comúnmente, el medio frío es aire o agua. En el caso del condensador, el gas refrigerante caliente de alta presión se debe condensar a un líquido *subefriado*. El condensador logra esto enfriando el gas al transferir su calor al aire o al agua. El gas enfriado es entonces condensado en líquido. En el evaporador, el refrigerante subenfriado fluye en el intercambiador de calor, y el flujo del calor se invierte, con el refrigerante relativamente frío se absorbe calor absorbido del aire más caliente que fluye por el exterior de los tubos. Esto enfriá el aire y hace hervir al refrigerante.

6.4 Condensadores de vapor

El condensador del vapor, mostrado en la figura (18), es un componente importante del ciclo del vapor en instalaciones de generación de potencia. Es un recinto cerrado en el cual el vapor sale de la turbina y se fuerza para ceder su calor latente de la vaporización. Es un componente necesario del ciclo del vapor por dos razones. La primera, convierte el vapor usado nuevamente en agua para regresarla al generador o a la caldera de vapor como agua de alimentación. Esto baja el costo operacional de la planta permitiendo reutilizar el agua de alimentación, y resulta más fácil bombear un líquido que el vapor. La segunda razón, aumenta la eficiencia del ciclo permitiendo que el ciclo funcione opere con los gradientes más grandes posibles de temperatura y presión entre la fuente de calor (caldera) y el sumidero de calor (condensador). Condensando el vapor del extractor de la turbina, la presión del extractor es reducida arriba de la presión atmosférica hasta debajo de la presión atmosférica, incrementando la caída de presión del vapor entre la entrada y la salida de la turbina de vapor. Esta reducción de la presión en el extractor de la turbina, genera más calor por unidad de masa de vapor entregado a la turbina, por conversión de poder mecánico. Ya que ocurre condensación, el calor latente de condensación se usa en lugar del calor latente de vaporización. El calor latente del vapor de la condensación se pasa al agua que atraviesa los tubos del condensador. Después de que el vapor condensa, el líquido saturado continúa transfiriendo calor al agua que se enfriá al ir bajando hasta el fondo del condensador. Algunos grados de subenfriado previenen la cavitación de la bomba.

Hay diversos diseños de condensadores, pero el más común, por lo menos en las instalaciones de generación de potencia, es el condensador de paso transversal simple que se muestra en la figura (18). Este diseño de condensador proporciona agua fría que pasa por a través de los tubos rectos de una cavidad llena de agua en un extremo hacia otra cavidad llena de agua en el otro extremo. Ya que el agua fluye una sola vez a través del condensador se le denomina de un solo paso. La separación entre las áreas de las cavidades con agua y el área donde condensa del vapor se hace mediante una tapa donde se colocan los tubos.

Los condensadores tienen normalmente una serie de bafles que vuelven a dirigir el vapor para reducir al mínimo el choque directo en los tubos con el agua de enfriamiento. El área inferior del condensador se localiza pozo de condensado (hotwell), como se o en figura (18). Aquí es donde el condensado se recoge mediante una bomba de succión. Si se acumula gases sin condensar en el condensador, el vacío disminuirá y la temperatura de la saturación con la cual el vapor condensar se incrementará.

Los gases no condensables también cubren los tubos del condensador, así reduciendo el área superficial para la transferencia térmica del condensador. Esta área superficial puede también ser reducida si el nivel condensado aumenta sobre los tubos inferiores del condensador. Una reducción en la superficie en el intercambio térmico tiene el mismo efecto que una reducción en flujo del agua de enfriamiento. Si el condensador está funcionando muy cerca de su capacidad de diseño, una reducción en el área superficial efectiva resulta en la dificultad de mantener el vacío del condensador.

La temperatura y el caudal del agua de enfriamiento que pasa por el condensador controla la temperatura del condensado. Esto alternadamente controla la presión de la saturación (vacío) del condensador.

6.4.1 Resumen

Aplicaciones de los intercambiadores de calor:

- Precalentador
- Radiador
- Aire acondicionado, evaporador y condensador
- Condensador de vapor.

El propósito de un condensador es remover calor latente de vaporización y condensar el vapor en líquido.

Los intercambiadores condensadores condensan el vapor en líquido que es devuelto a la caldera.

La eficiencia del ciclo se incrementa al asegurar un máximo gradiente de temperatura entre la fuente y el sumidero de calor.

El pozo de condensado (hotwell) es el área al fondo del condensador donde se colecta el vapor condensado y es bombeado hacia el agua de alimentación

7 Conclusiones

El diseño térmico de los intercambiadores es un área en donde tienen numerosas aplicaciones los principios de transferencia de calor.

El diseño real de un intercambiador de calor es un problema mucho más complicado que el análisis de la transferencia de calor porque en la selección del diseño final juegan un papel muy importante los costos, el peso, el tamaño y las condiciones económicas.

Así por ejemplo, aunque las consideraciones de costos son muy importantes en instalaciones grandes, tales como plantas de fuerza y plantas de proceso químico las consideraciones de peso y de tamaño constituyen el factor predominante en la selección del diseño en el caso de aplicaciones especiales y aeronáuticas.

Referencias

References

- [1] Bowman, R. A., Mueller, A. C., and Nagle, W. M. (1940). Mean Temperature Difference in Design, Trans. ASME, 62, 283–294.
- [2] Fischer, F. K. (1938). Mean Temperature Difference Correction in Multipass Exchangers, Ind. Eng. Chem., 30(4), 377–383.
- [3] Underwood, A. J. V. (1934). The Calculation of Mean Temperature Difference in Multipass Heat Exchangers, J. Inst. Pet. Technol., 20, 145–158.
- [4] Nagle, W. M. (1933). Mean Temperature Difference in Multipass Heat Exchangers, Ind. Eng. Chem., 25, 604–609.
- [5] Kakaç, S. (1991). Boilers, Evaporators and Condensers, Wiley, New York
- [6] Kays, W. M., and London, A. L. (1984). Compact Heat Exchangers, 3rd ed., McGraw-Hill, New York.
- [7] London, A. L., and Seban, R. A. (1942). A Generalization of the Methods of Heat Exchanger Analysis, TR No Ntu -1, Mechanical Engineering Department, Stanford University, Stanford, CA.
- [8] London, A. L., and Seban, R. A. (1980). A Generalization of the Methods of Heat Exchanger Analysis, TR No Ntu - 1, Int. J. Heat Mass Transfer, 23, 5–16.
- [9] Sekulic, D. P., Shah, R. K., and Pignotti, A. (1999). A Review of Solution Methods for Determining Effectiveness–Ntu Relationships of Heat Exchangers with Complex Flow Arrangements, Appl. Mech. Rev., 52(3), 97–117.
- [10] Nusselt, W. (1911). Der Wärmeübergang in Kreuzstrom, Verh. Ver. Dtsc. h. Ing., 55, 2021–2024.
- [11] Nusselt, W. (1930). The Condensation of Steam on Cooled Surfaces, Verh. Ver. Dtsc. h. Ing., 60.
- [12] Mason, J. (1955). Heat Transfer in Cross Flow, Proc. 2nd U.S. National Congress on Applied Mechanics, ASME, New York.
- [13] Baclic, B. S., and Heggs, P. J. (1985). On the Search for New Solutions of the Single-Pass Crossflow Heat Exchanger Problem, Int. J. Heat Mass Transfer, 28, 1965–1976.
- [14] Mueller, A. C. (1967). New Charts for True Mean Temperature Difference in Heat Exchangers, AIChE Paper 10, 9th National Heat Transfer Conference.

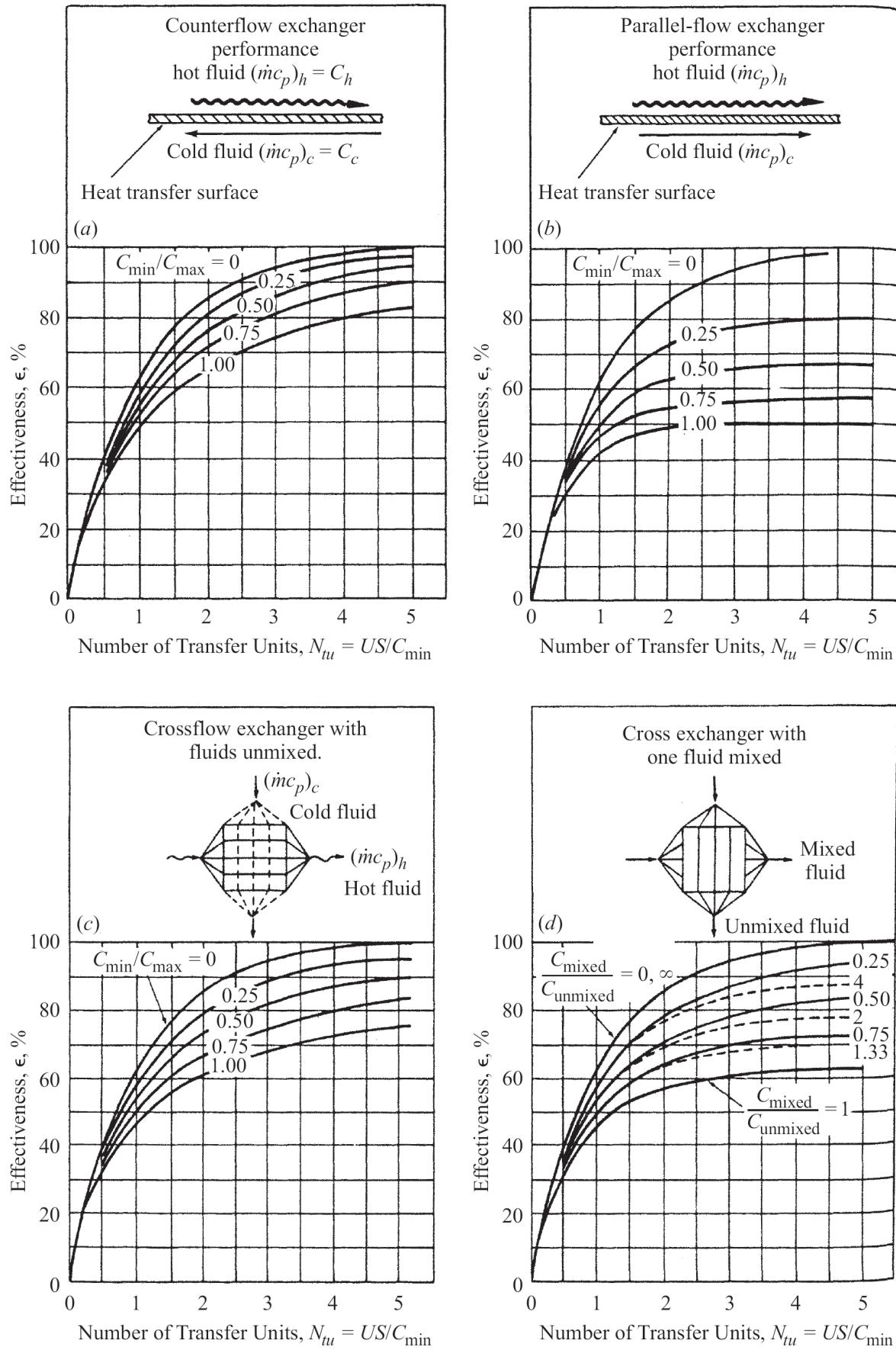


Figure 12: Efectividad de los intercambiadores de calor como función de N_{tu} para los 10 arreglos indicados (Adaptado de [5])

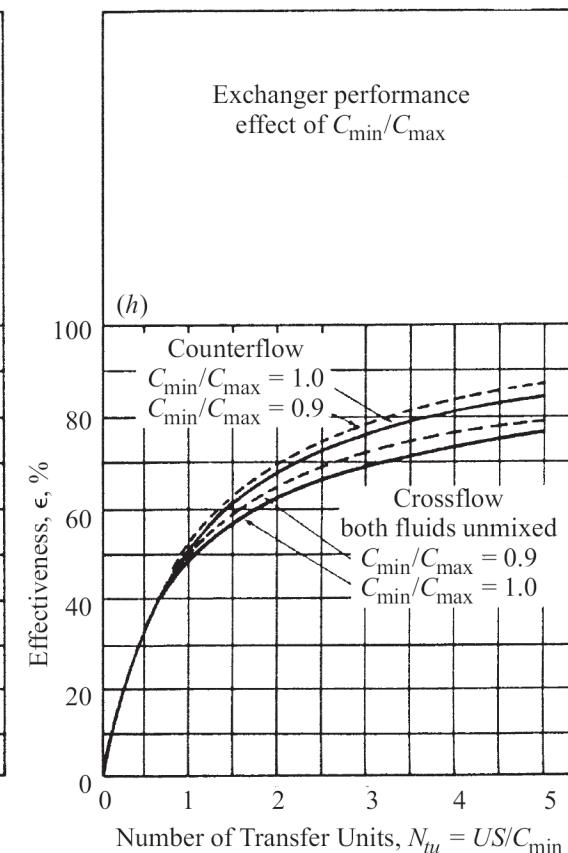
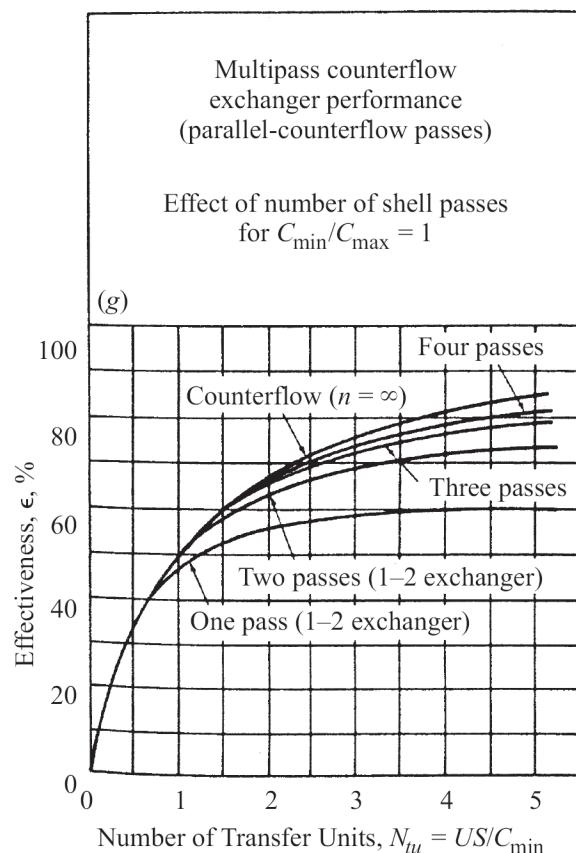
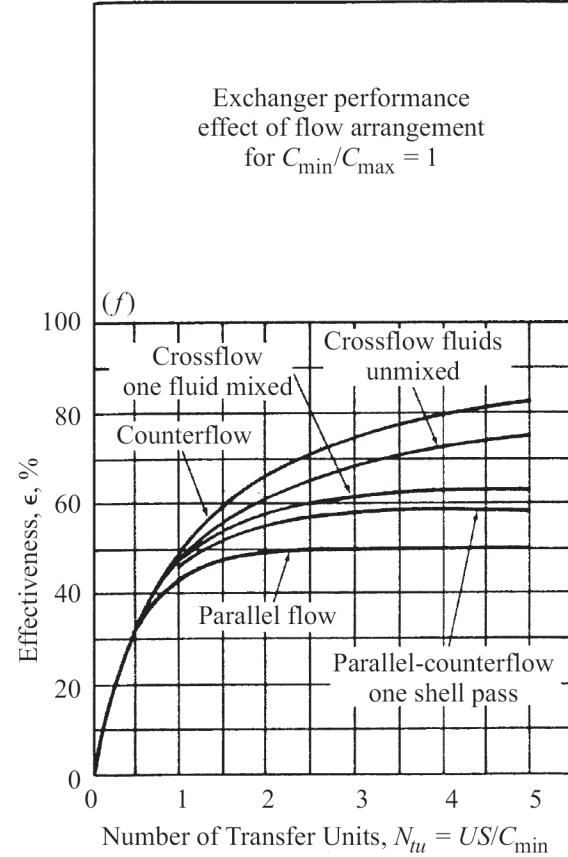
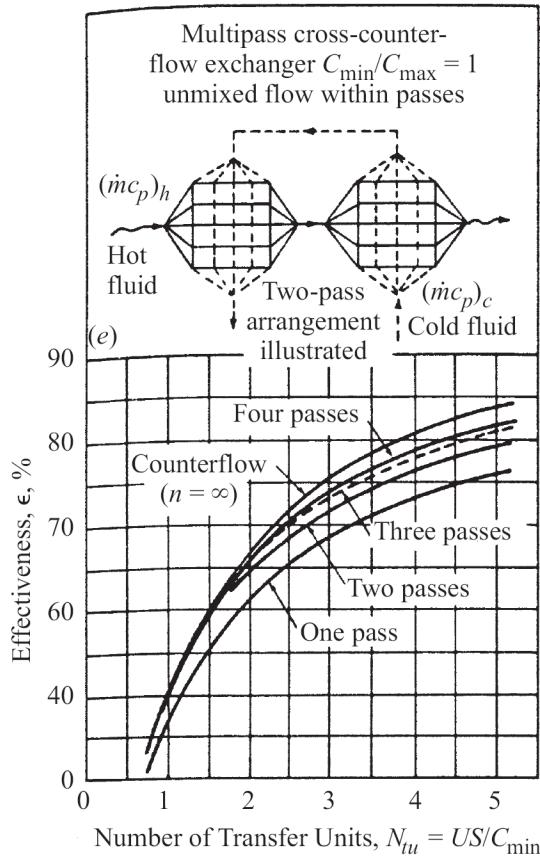


Figure 13: (continuación) Efectividad de los intercambiadores de calor como función de N_{tu} para los 10 arreglos indicados (Adaptado de [5])

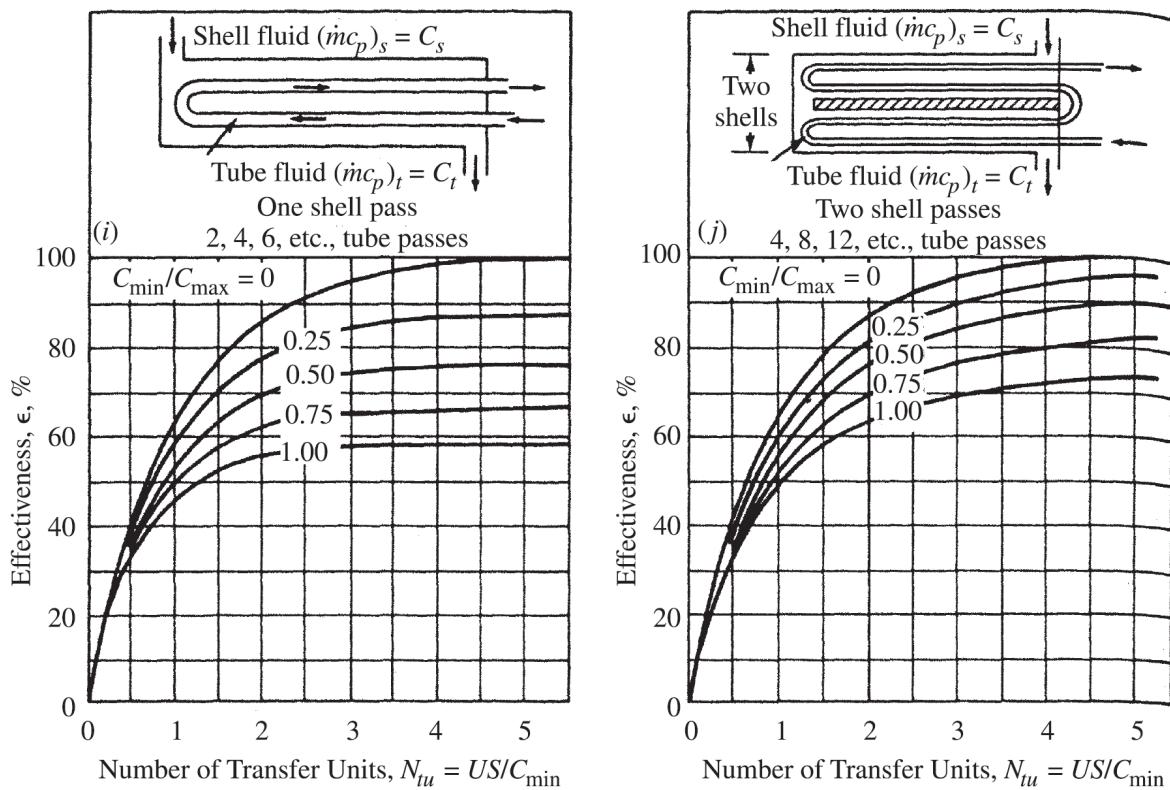


Figure 14: (continuación) Efectividad de los intercambiadores de calor como función de N_{tu} para los 10 arreglos indicados (Adaptado de [5])

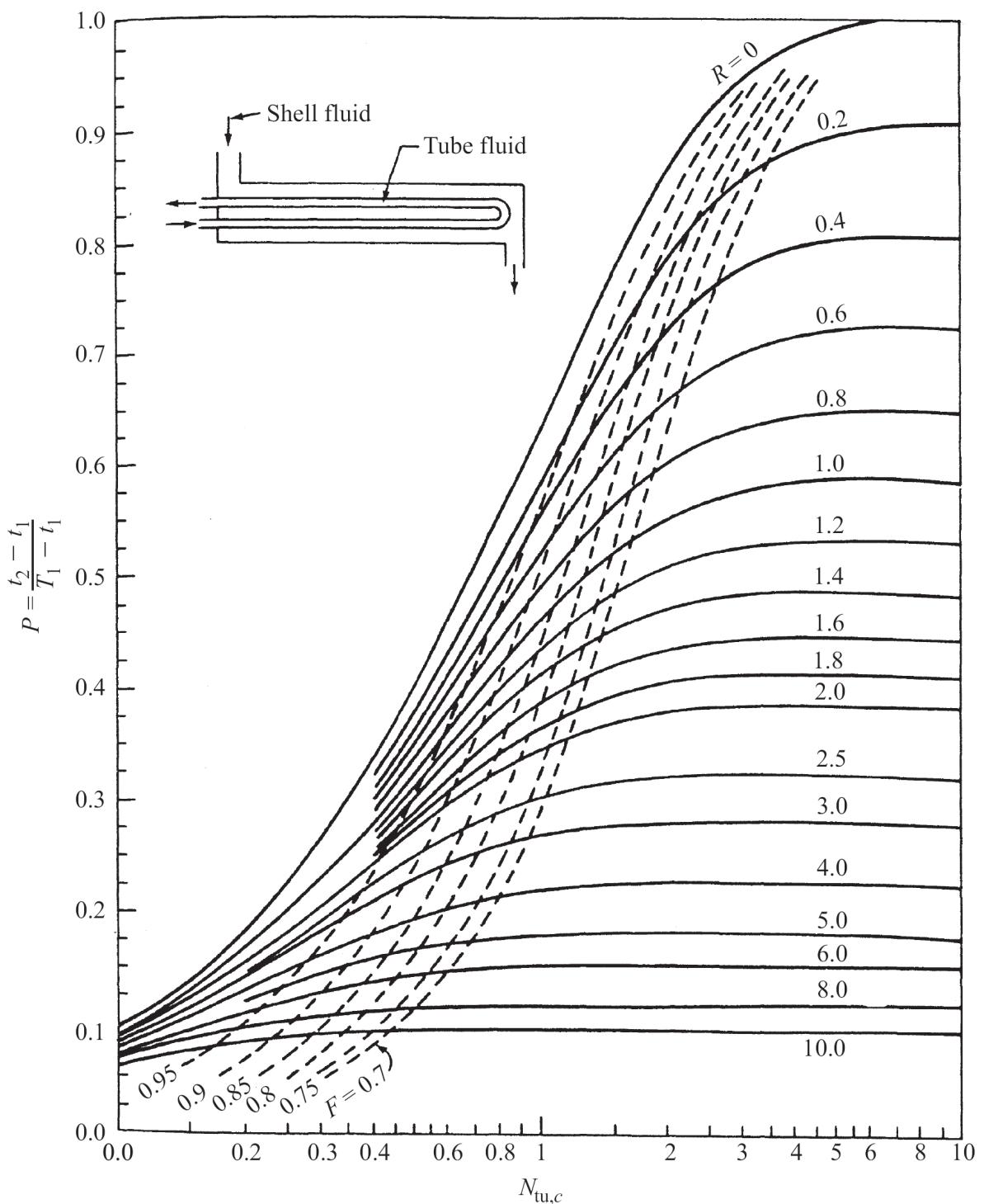


Figure 15: Temperatura efectiva P como función de $N_{tu,c}$ y R para un intercambiador de carcaza y dos tubos con el fluido mezclado en la carcaza. (Adaptado de [5].)

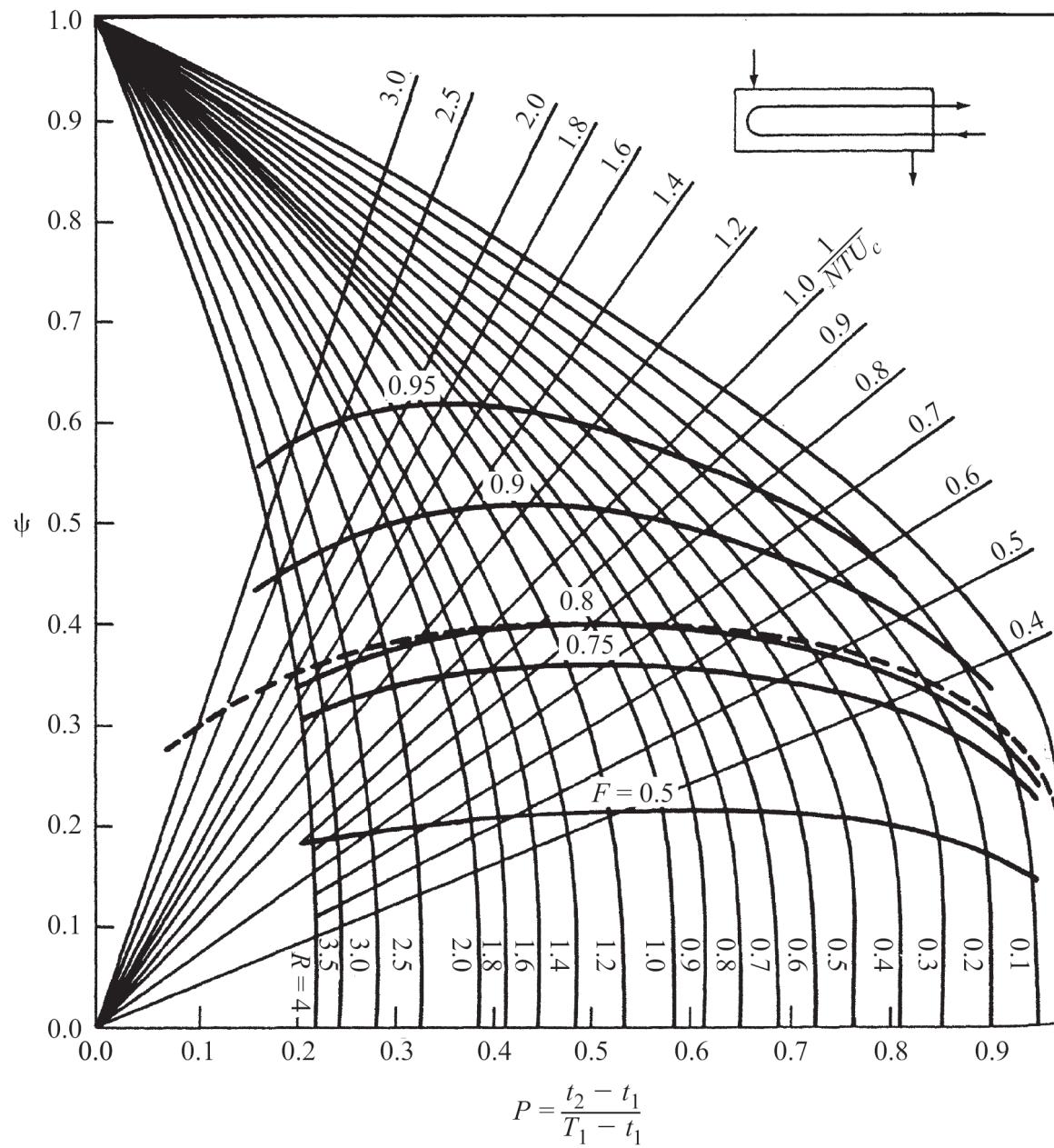


Figure 16: Carta de Mueller (1967) para ψ como función de P para un intercambiador de carcaza de dos tubos con flujo de carcaza mezclado (Adaptado de [5])

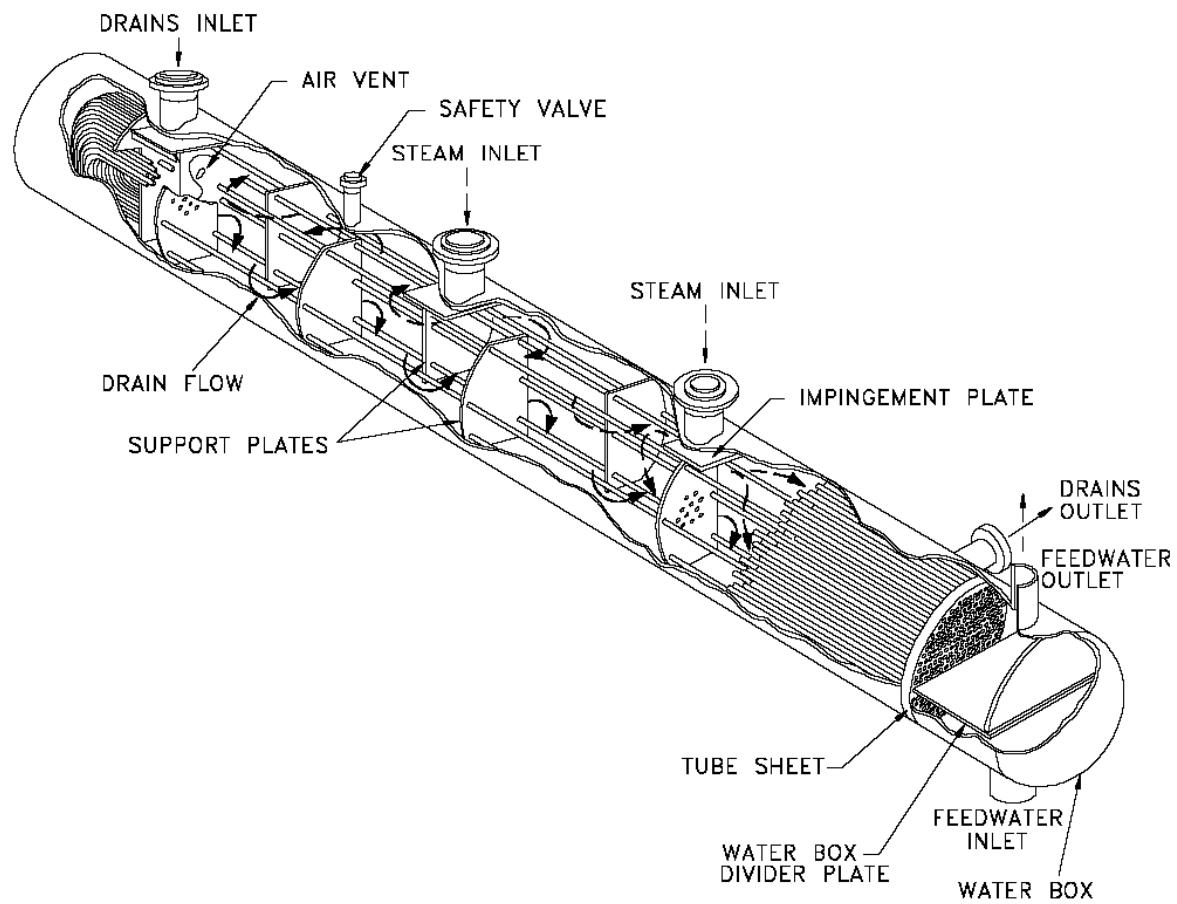


Figure 17: Intercambiador de calor con agua alimentación en tubos en "U".

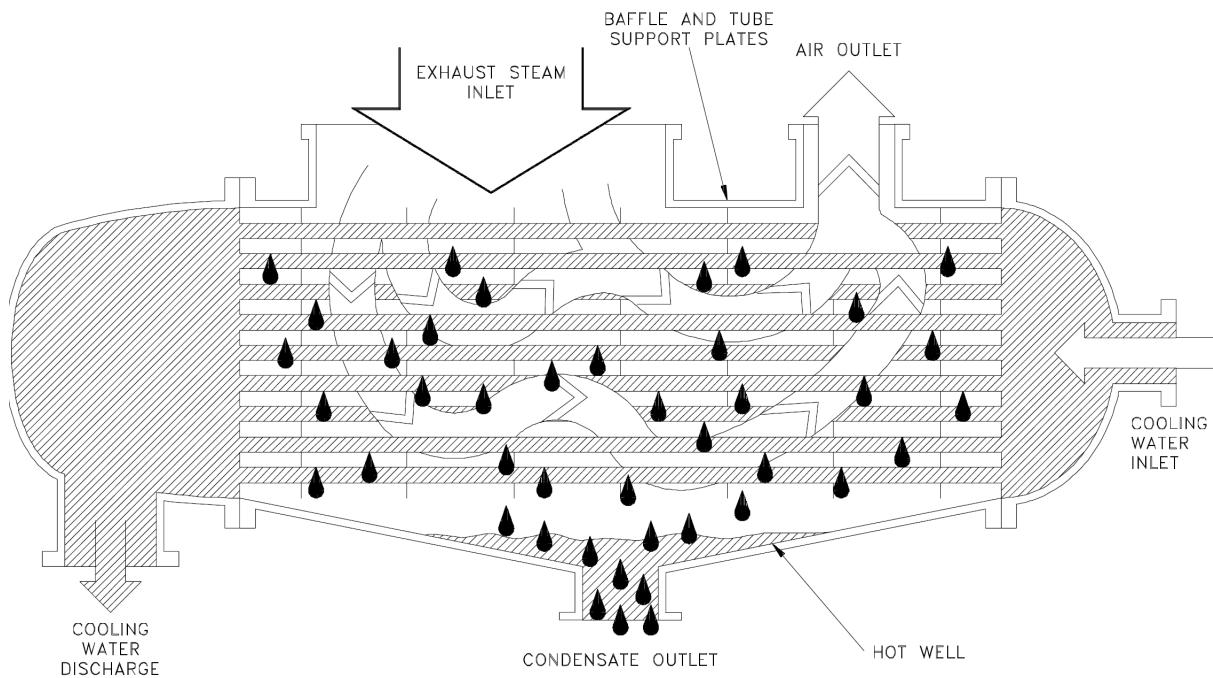


Figure 18: Condensador de paso simple o de un solo paso.