



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

PROGRAMACION MODULAR APLICADA AL DISEÑO DE
INTERCAMBIADORES DE CALOR

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO QUIMICO

P R E S E N T A :

EDGAR ORTIZ GARCIA



MEXICO, D.F.



EXAMENES PROFESIONALES
FACULTAD DE QUIMICA

2005

m. 347226



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

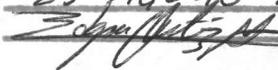
Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Autorizo a la Dirección General de Bibliotecas de la UNAM a difundir en formato electrónico e impreso el contenido de mi trabajo recepcional.

NOMBRE: EDGAR ORTIZ GARCÍA

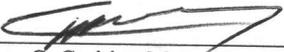
FECHA: 25-AGOSTO-2005

FIRMA: 

Jurado asignado:

Presidente	CARITINO MORENO PADILLA
Vocal	NORMA GISELA GONZALEZ MARISCAL
Secretario	JUAN CARLOS JIMENEZ BEDOLLA
1er Suplente	CESAR REYES CHAVEZ
2do Suplente	BLANCA ESTELA GARCIA ROJAS

La tesis se realizo en el Laboratorio de Computo
Dirección: Facultad de Química, Edificio C
Teléfono 5622 – 3537


M. en C. Caritino Moreno Padilla
Asesor


Edgar Ortiz García
Sustentante

Agradecimientos

- Quiero dedicar este trabajo a una personita muy especial, la cual cambio mi vida, su nombre es *Leonardo Ortiz Franco*.
- Hijo mío espero estar siempre cerca de ti, verte crecer y ayudarte en ese largo camino que se llama vida.
- A mi madre, esa persona tan firme en su decisión de ayudar a todos y cada uno de sus hijos. Te agradezco por esa confianza que depositaste en mí la cual me apoyo a cumplir con este paso en mi vida.
- A mis hermanos Juan Martín, Efraín, Araceli, Adriana y Oscar, gracias por su apoyo en todas las actividades de mi vida.
- A toda mi familia, gracias.
- A mi tío Juan Carlos, por el apoyo que me brinda
- A mis grandes profesores de la UNAM, en especial a mi jurado.
- Caritino Moreno Padilla, por su valioso apoyo en la realización de la tesis.
- Norma Gisela González Mariscal, por su ayuda en la revisión técnica del documento.
- Juan Carlos Jiménez Bedolla, por sus valiosos comentarios y aportaciones a la tesis.
- A todos los miembros de los *Britos*, en especial a Juan Francisco, Daniel, José Manuel, Eder, Ricardo, Fernando, Brenda, Mariela y Diana.
- Un agradecimiento muy especial, Sherezada gracias por ese apoyo y amistad que me brindaste.
- Al profesor Manuel Vázquez Islas, por su apoyo en mi desarrollo académico y en la realización de la tesis.
- A la profesora Irma Cruz Gavilán García, por el apoyo académico y personal que me otorgo.
- A mis compañeros de UGA por su amistad.
- A mis grandes amigos de la *Zona del Terror*.

INDICE GENERAL

	Página
1. Introducción	1
2. Generalidades sobre transferencia de calor	4
2.1 Mecanismos de transferencia de calor	4
2.1.1 Conducción	5
2.1.2 Convección	6
2.1.3 Radiación	7
2.2 Diferencia de temperaturas	9
2.3 Cálculo del potencial térmico	11
2.4 Promedio logarítmico de la diferencia de temperaturas	12
2.5 Cálculo del coeficiente medio U_m	15
2.6 Potencial térmico en cambiadores de haz tubular y envolvente	16
2.7 Disposición de flujo para aumentar la recuperación de calor	20
2.8 Relación de temperaturas en el flujo dividido	24
3. Intercambiadores de Calor	25
3.1 Equipos	25
3.1.1 Envolvente	26
3.1.2 Tubos	28
3.1.2.1 Tipos de arreglo y espaciamiento (Pitch)	28
3.1.2.2 Diámetro y longitudes	29
3.1.3 Espejos	30
3.1.4 Cabezales de entrada	30
3.1.5 Cabezales de retorno	31
3.1.5.1 Espejos fijos	32
3.1.5.2 Cabezal de retorno tipo U	32
3.1.5.3 Cabezales de retorno flotantes	33

3.1.6	Mamparas	36
3.2	Criterios de selección de equipo	37
3.2.1	Envolvente	37
3.2.2	Tubos	40
3.2.3	Cabezales de retorno	41
3.2.4	Mamparas	43
4.	Modelo matemático de intercambiadores de calor	47
4.1	Ecuación general de diseño	47
4.1.1	Balace de calor	48
4.1.2	Coficiente total de transferencia de calor	50
4.1.3	Área de transferencia de calor	51
4.1.4	Diferencia de temperaturas	51
4.1.4.1	Temperatura calórica	52
4.1.4.2	Temperatura de la pared	54
4.1.5	Factores de ensuciamiento	54
4.1.6	Caída de presión	55
4.1.6.1	Caída de presión por los tubos	56
4.1.6.2	Caída de presión en la coraza	56
4.1.7	Coficientes de película	57
4.1.7.1	Coficientes de película del lado de los tubos	57
4.1.7.2	Coficientes de película del lado de la coraza	58
4.1.8	Caída de presión y velocidades permisibles	58
5.	Algoritmo del método de Kern para el cálculo de intercambiadores de calor	60
6.	Programación	68
6.1	Programación modular	68
6.2	Descripción general	68
6.3	Estructuras de un programa modular	70
6.4	Módulos típicos utilizados en diversos programas	71
6.5	Programa modular ITERCAM	72

6.5.1	Descripción de cada subopción (módulos auxiliares) de la línea de menú	74
6.6	Características de una presentación tipo menú	76
6.7	Descripción de los módulos requeridos en la evaluación de intercambiador	77
6.7.1	Módulo Detalle _ intercambiador	77
6.7.2	Módulo Propiedades _ físicas	80
6.7.2.1	Modelos para propiedades físicas	80
6.7.3	Presentación, tabla de captura y menú de control de módulos propiedades físicas	81
6.7.3.1	Línea de menú	82
6.8	Descripción del módulo Calcula área del Intercambiador, activado por la opción Evaluación _ intercambiador de la página Principal	85
6.8.1	Selección del lado de flujo de fluido caliente	85
6.8.2	Temperatura de pared y temperatura calórica	87
6.8.3	Caída de presión	88
6.8.4	Aceptación o rechazo del intercambiador	88
6.9	Programación orientada a objetos	89
7.	Aplicaciones del Programa INTERCAM	91
7.1	Reflexiones sobre el algoritmo de KERN	91
7.2	Problemas resueltos con INTERCAM	92
7.3	Comentarios sobre INTERCAM	100
8.	Conclusiones y Recomendaciones	102
8.1	Del programa INTERCAM	103
9.	Bibliografía	105

Introducción

En el campo de la ingeniería química existen dos grandes ramas de la transformación, la de las operaciones unitarias (cuando se modifica la estructura interna de la materia) y la de los procesos unitarios (cuando se afecta la estructura interna de la materia). Generalmente es necesario combinar estas dos áreas en la consecución del producto o los productos deseados, generando condiciones intermedias propicias a la transformación y que, implican cambios de presión, temperatura y concentración entre otras variables y que deberán especificarse a través de un estudio termodinámico que sea factible de reproducir a escala industrial.

Una vez que se ha seleccionado el proceso para la obtención de un producto determinado, el análisis de cada parte del proceso y la aplicación del balance de materia y energía en las condiciones de operación requeridas, darán la pauta para determinar los requerimientos de energía eléctrica, térmica e hidráulica y las fuentes de estas, lo cual a su vez permitirá especificar los campos de transformación de energía y los equipos de suministro o alimentación al proceso.

Un equipo de intercambio de energía térmica constituye el elemento que da a las corrientes del proceso la energía calorífica requerida para el cambio químico o físico previsto.

El especialista en el área de diseño del equipo de transferencia de calor dispone entonces de las características iniciales de la corriente y de las finales deseadas, así mismo de la información del medio que va a ceder o absorber la energía requerida y su función será la de determinar las dimensiones, geometría y disposición de flujos de las corrientes en un equipo que realiza el servicio de una manera eficiente y económica.

El diseñador dispone de una amplia gama de variables tanto del proceso como de la geometría del equipo, que tendrá que conjugar para dar el servicio sin generar problemas de otra índole, los métodos de diseño son por lo tanto muy complejos y el criterio del

Edgar Ortiz García
“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

diseñador, muy importante. En estas condiciones el diseñador del equipo deberá efectuar los balances de materia y energía para el servicio requerido, que le permitan determinar gastos, temperatura y carga térmica a remover en el equipo.

Debido a la forma de que se dispone de la información sobre las propiedades físicas o de transporte (gráficas o correlaciones no lineales), la técnica de solución de los problemas de diseño de equipo son de carácter iterativo. Este hecho conduce a enfocar la atención en una estrategia para la solución del problema, lo cual no solamente lleve a un diseño correcto, sino que siempre tenga un resultado óptimo y eficiente. Una solución con tales características exige, para el caso de los intercambiadores de calor, el uso de la computadora si la demanda y el tiempo disponible para los cálculos son restrictivos. Por supuesto que lo anterior no impide hacer los cálculos en forma manual, siempre y cuando se tenga presente las consecuencias naturales en cuanto a la precisión y efectividad del resultado, así como el tiempo requerido para resolver el problema.

Otro de los puntos importantes a considerar en el diseño de equipo (además de la confiabilidad de los métodos y correlaciones), es la necesidad de estandarizar las variables y parámetros de diseño. Así por ejemplo para cambiadores de calor, el caso de sujetarse a un diámetro y longitud de tubos estándar o a número de mamparas para las corazas tipo E.

El objetivo de este trabajo es el de crear un sistema de computo que permita diseñar un equipo de transferencia de calor del tipo de coraza y tubos, así como la realización de simulaciones para intercambiadores de calor existentes.

El objeto de la simulación de un equipo consiste en evaluar en cualquier punto del mismo el comportamiento de las variables esenciales que determinan su operación. A su vez exige de un modelo matemático capaz de explicar y cuantificar el comportamiento real del sistema. Es muy común en plantas químicas predecir o anticipar el comportamiento de un equipo mediante los cálculos correspondientes, siendo frecuente calcular para los intercambiadores de calor, las temperaturas de salida teniendo fijas las temperaturas de entrada de ambos fluidos y la geometría del equipo; o bien, para ciertas cargas térmicas del

Edgar Ortiz García

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

equipo y de geometría especificada, calcular la temperatura de salida y el flujo de alguno de los dos fluidos, conociendo las condiciones de entrada y salida para el otro fluido.

El programa que se realizara es aplicable al diseño y simulación de intercambiadores de calor que funcionen como calentadores, enfriadores o simplemente como cambiadores de calor.

Un calentador es aquel intercambiador de calor en el cual un fluido de proceso utiliza como medio de calentamiento el vapor de agua saturada.

Un enfriador es aquel equipo en el cual el fluido de proceso es enfriado con agua.

El cambiador de calor es aquel equipo en el cual dos fluidos de proceso intercambian el calor entre si, sin que ninguno de los dos cambie de fase.

Generalidades sobre transferencia de calor.

La energía térmica es una energía en transición y que es una fracción de la energía interna, la cual se transfiere de un cuerpo a otro, entre los cuales existe un gradiente de temperatura, esto se basa en la Segunda Ley de la Termodinámica.

Segunda Ley de la Termodinámica: No es posible ningún proceso en el que el único resultado sea la absorción de calor de un reservorio y su conversión en trabajo.

Los equipos de transferencia de calor tienen como objetivo proveer del área necesaria para que fluya una cantidad determinada de calor, dicha área es función de las características de los fluidos en los cuales se este transfiriendo calor.

Debido a la transferencia tenemos que cuidar las pérdidas de calor hacia el medio ambiente. La mejor manera de evitar esas pérdidas son los sistemas de aislamiento térmico, con los cuales tenemos una resistencia a la transferencia de calor.

La energía térmica se transferirá siempre que exista una diferencia de nivel energético, es decir cualquier diferencia de temperaturas. Con esto se genera un flujo de calor del medio de mayor temperatura al de menor temperatura.

Los mecanismos de transferencia de calor que se describen a continuación permitirán explicar este fenómeno de transporte. En la segunda ley de la termodinámica se expresa que el calor fluirá de manera espontánea de puntos de mayor temperatura a puntos de menor temperatura y *nunca en sentido opuesto*.

2.1 Mecanismo de transferencia de calor.

Los mecanismos de transferencia de calor son tres, en los cuales el calor puede pasar de la fuente al receptor, en la Ingeniería las aplicaciones generalmente involucran a una combinación. Los mecanismos son: *Conducción, Convección y Radiación*.

2.1.1 Conducción.

Es la transferencia de calor a través de un material fijo, esto se produce a nivel molecular dentro de la estructura de la materia en fase sólida. Este mecanismo se presenta en las paredes de recipientes y en el material aislante con que se recubren los intercambiadores de calor, y es la razón por la cual se selecciona materiales de muy baja conductividad térmica para ofrecer una gran resistencia a la transferencia de calor.

Los fundamentos de la conducción se establecieron hace más de un siglo y se atribuyen generalmente a Fourier. En muchos sistemas que involucran flujo, tal como flujo de calor, flujo de fluidos o flujo de electricidad, se ha observado que la entidad que fluye es directamente proporcional a la diferencia de potencial e inversamente proporcional a la resistencia que se aplica al sistema, por lo tanto esto se puede expresar de la siguiente manera:

$$\text{Flujo} \propto \frac{\text{potencial}}{\text{resistencia}}$$

En el flujo de calor a través de una pared, el flujo se lleva a efecto por la diferencia de temperaturas entre las superficies calientes y frías. Como sabemos cuando dos superficies de una pared están a diferente temperatura, necesariamente existe un flujo y una resistencia al flujo de calor. La conductancia es la recíproca de la resistencia al flujo de calor y entonces podemos expresar la ecuación anterior de la siguiente forma:

$$\text{flujo} \propto \text{conductancia} \times \text{potencial}$$

Al evaluar la conductividad de tal manera que ambos lados sean dimensional y numéricamente correctos. Supóngase que una cantidad de calor Q' ha sido transmitida por una pared de tamaño desconocido en un intervalo de tiempo θ con una diferencia de temperatura medida Δt , y rescribiéndolo queda:

$$Q = \frac{Q'}{\theta} = \text{conductancia} \times \Delta t \text{ [Energía/Tiempo]}$$

Edgar Ortiz García
“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

Cuando la conductancia se reporta para una cantidad de material de un pie de grueso con una área de flujo de pie², la unidad de tiempo h y la diferencia de temperatura de 1°F, se llama conductividad térmica k, y las correlaciones de entre las conductividad térmica y la conductividad de una pared de grueso L y área A, están entonces dadas por:

$$\text{conductancia} = k \frac{A}{L}$$

y por lo tanto

$$Q = k \frac{A}{L} \Delta t$$

donde

Q = flujo de calor en [BTU/h]

k = conductividad térmica [BTU/(h*ft²*°F/ft)]

A = área de transferencia [ft²]

Δt = diferencia de temperatura [°F]

L = espesor de la pared [ft]

2.1.2 Convección.

Este mecanismo opera a nivel macromolecular y se presenta en fluidos por desplazamiento de masa, debido al cambio de densidad ocasionado por el flujo de calor, esto se explica de la siguiente manera, el fluido que entra en contacto con una fuente de calor recibe el flujo de esta y eleva su temperatura disminuyendo su densidad, se desplazara dejando que el fluido con menor temperatura ocupe el volumen dejado y reciba calor de dicha fuente. Este fenómeno se le llama **convección natural**.

En el caso de por algún medio mecánico se produzca una mayor velocidad de desplazamiento se aumentara la transferencia de calor, y a este fenómeno se le llama **convección forzada**.

En los equipos de transferencia de calor, tratamos de obtener la mayor transferencia posible. Lo cual se logra provocando una convección forzada al dar movimiento al fluido

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

con un dispositivo mecánico, el cual se elige según las características del fluido al que vayamos a transferir calor y del cual lo transmitimos, además podemos obtener esta convección con la disposición de áreas de flujo para velocidades moderadas dentro del cambiador.

La ecuación que rige este mecanismo es la siguiente:

$$Q = h \cdot A \cdot \Delta t$$

donde

Q = flujo de calor [BTU/h]

H = coeficiente de transferencia de calor [BTU/(h*ft²*°F)]

A = área de la superficie de transferencia [ft²]

Δt = diferencia de temperaturas [°F]

2.1.3 Radiación.

Este mecanismo de transferencia de calor se lleva a cabo entre dos puntos distantes de diferente nivel energético, sin necesidad de un medio físico de transporte y sin que se eleve necesariamente la temperatura del espacio entre los dos puntos.

Este mecanismo opera en virtud de un movimiento ondulatorio en forma semejante a la radiación luminosa. La radiación térmica puede realizarse a través del vacío y de algunos fluidos, siendo en estos últimos, un efecto combinado de radiación y convección de los mismos. Durante algún tiempo se pensó que toda la radiación estaba constituida por ondas electromagnéticas de diferentes longitudes de onda. Actualmente se explica mejor el fenómeno con la teoría cuántica, no obstante, no se ha establecido totalmente cual es el agente portador de la energía radiante, ni la verdadera naturaleza de la radiación.

La frecuencia de la radiación depende completamente de la naturaleza de la fuente. La longitud de onda de la radiación se define como la razón entre la velocidad de propagación y la frecuencia. Según la teoría ondulatoria, cuando un cuerpo emite energía interna en ondas electromagnéticas de vibración transversal a la dirección de propagación

Edgar Ortiz García

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

de dichas ondas, las cuales se propagan a través del espacio hasta que chocan o inciden en otro cuerpo donde una parte de la energía se absorbe y convierte en energía térmica.

La temperatura de un emisor decrece con la cantidad de energía emitida y permanece constante al generar o recibir energía a la misma velocidad con la que emite.

La manera de cuantificar la contribución de energía por radiación se presenta englobada en un coeficiente ficticio de convección, lo que no hace perder exactitud en los resultados, la ley que rige este mecanismo es la ley de Stefan-Boltzman.

$$Q = 0.173E - 8 \cdot E \cdot A \cdot \left(\left(\frac{t_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_2}{100} \right)^4 \right)$$

donde

Q = flujo de calor [BTU/h]

E = potencia emisiva [BTU/(h*ft²)]

A = superficie emisora o absorbente [ft²]

t₁ = temperatura absoluta del cuerpo [°R]

t₂ = temperatura absoluta del otro cuerpo [°R]

Como podemos notar en las ecuaciones de los mecanismos de transferencia de calor anteriores, aparecen las temperaturas como un término común, relacionada con el flujo de calor. Para que este flujo se lleve a cabo, es necesario que existan dos sistemas a temperaturas distintas, en donde el sistema de mayor temperatura se llama emisor, y el de menor temperatura receptor. A la diferencia entre estas dos temperaturas se llama fuerza directriz o potencial térmico.

En la ecuación general de diseño establecida por Fourier se define que el calor transferido es proporcional al área expuesta y al potencial térmico existente entre el emisor y receptor, la constante de proporcionalidad en esta ecuación es el coeficiente global de transferencia de calor U.

$$q = U \cdot A \cdot \Delta t$$

si despejamos el área queda

$$A = \frac{Q}{U \cdot \Delta t}$$

2.2 La Diferencia de Temperaturas.

Una diferencia de temperatura es la fuerza motriz, mediante la cual se transfiere desde la fuente al receptor.

Analizando la ecuación $A = \frac{Q}{U \cdot \Delta t}$ se observa que a mayor Δt se tendrá menor área

(A) para la transferencia y, como uno de los problemas que encara el diseñador de equipo de transferencia de calor es el aprovechamiento óptimo del potencial térmico de manera practica y económica, queda clara la importancia que tiene el buen cálculo de la Δt .

La diferencia de la Δt , involucra la diferencia de temperatura de un fluido caliente que se esta enfriando y un fluido frío que se esta calentando.

Entre los tipos de intercambiadores de calor, existe un equipo muy sencillo que consta de dos tubos concéntricos. El tubo central maneja un fluido y el anulo formado por el diámetro externo del tubo interno y el diámetro interno del tubo externo conducirá al otro fluido.

Suponiendo que el fluido que se va a enfriar circula por el anulo y el fluido que se va a calentar esta localizado en el tubo interno, cuando los dos fluidos entran por los extremos opuestos del equipo y por consiguiente fluyen en dirección contraria a lo largo de todo el tubo se dice que es un intercambiador de flujo en contracorriente; el otro posible arreglo de corrientes es cuando ambos fluidos viajan en la misma dirección a través del equipo, siendo llamado entonces flujo en paralelo.

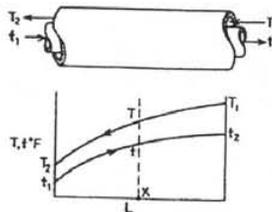


Figura 2.1 Flujo en Contracorriente.

Edgar Ortiz García
"Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor"

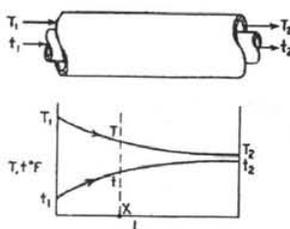


Figura 2.2. Flujo en Paralelo.

El potencial térmico en cualquiera de los dos arreglos, para una longitud dada, es la diferencia de temperatura entre el fluido caliente y el fluido frío en cada punto del equipo.

$$\Delta T = T - t$$

En donde T se utiliza como la temperatura del fluido caliente y t como la temperatura del fluido frío, el subíndice 1 para la entrada y el 2 para la salida, en cualquiera de los dos arreglos.

Al referirse al flujo en paralelo es de notar que a la entrada del intercambiador prevalece una gran fuerza directriz proporcionando una gran transferencia de calor. A medida que los fluidos avanzan a través del cambiador, el potencial de temperatura se vuelve menor de tal modo que la transferencia de calor cae asintóticamente al acercarse a una temperatura límite. El resultado neto de este tipo de variación en ΔT es que el intercambiador es más efectivo por unidad de área de transferencia a la entrada que a la salida. Si se aumenta indefinidamente la longitud del equipo, que representa el área de transferencia, esto no redundaría en mayor cantidad de calor transferido.

En el caso de flujo a contracorriente la fuerza directriz es mucho más constante a lo largo de toda la longitud del equipo. El resultado neto es que la unidad de superficie de transferencia de calor, da casi la misma relación de un intercambio térmico a través de todo el equipo.

En la nomenclatura usual se utiliza frecuentemente los términos de rango y aproximación o acercamiento, entendiéndose por rango la diferencia de temperaturas de entrada y salida de un fluido. En el caso del fluido caliente es:

Edgar Ortiz García
“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

$$\Delta T = T_1 - T_2$$

y para el caso del fluido frío

$$\Delta T = t_2 - t_1$$

La aproximación tiene dos significados, dependiendo si se aplica equipo a contracorriente, tal como tubos concéntricos u otro tipo de equipo. Para contracorriente la aproximación es el número de grados entre la entrada del fluido caliente y la salida del fluido frío, $T_1 - t_2$, o la salida del fluido caliente y la entrada del fluido frío, $T_2 - t_1$, cualquiera que sea menor. Para un equipo en paralelo serán entonces, $T_1 - t_1$ o $T_2 - t_2$. Así, una aproximación muy cerrada significa que una diferencia terminal será pequeña, un factor significativo en transferencia de calor.

El otro significado de la aproximación está implícito en el intercambiador de Haz de Tubos y Envoltorio, y con dos o más pasos por los tubos, lo que implica secciones a contracorriente y en paralelo en el mismo equipo y que será necesario cuantificar como eficiencia.

2.3 Cálculo del Potencial Térmico.

Usando la ecuación de Fourier en su forma diferencial como la Ecuación General de Diseño:

$$dQ = U * (T - t) * dA$$

es posible encontrar una solución empleando un método de integración numérica o gráfica, en donde se toma en cuenta las variaciones de T , t y U a lo largo del equipo. Pero bajo ciertas condiciones y simplificaciones se puede resolver de una manera práctica.

2.4 Promedio logaritmico de la diferencia de temperaturas.

Generalmente los fluidos en un intercambiador de calor experimentan variaciones de temperatura, que no son lineales cuando las temperaturas se grafican contra las longitudes del equipo. A cualquier punto $T - t$ entre las dos corrientes difieren aun asi conduciran a la ecuación $Q = \frac{h_i A_i (\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$ donde la expresión $\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$ es la media logaritmica de la diferencia de temperaturas, el cual se obtuvo de un estudio de $T - t$ vs. Q . Sin embargo, hay una ventaja en la derivación basada en $T - t$ vs. L , puesto que ella permite la identificación de la diferencia de temperatura en cualquier punto a lo largo de la longitud del tubo. Despues, cuando se encuantran trayectorias de flujo mas complejas, esta informacion sera esencial. Aun cuando dos fluidos pueden transferir calor en aparatos de tubos concéntricos, ya sea en contracorriente o flujo paralelo, la direccion relativa de los dos fluidos influye en el valor de la diferencia de temperatura. Este punto no podrá ser suficientemente puntualizado: cualquier trayectoria de flujos formados por dos fluidos debe identificarse con sus diferencias de temperaturas.

Deducción de de la diferencia de temperaturas en flujo a contracorriente.

Debemos tomar en cuenta las siguientes suposiciones:

- a. El coeficiente global de transferencia de calor U es constante a lo largo de toda la trayectoria.
- b. Obedce los requerimientos de estado estacionario.
- c. El calor especifico es constante sobre toda la trayectoria.
- d. No hay cambios parciales de fase en el sistema.
- e. Las perdidas de calor son despreciables.

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

W, w : es el flujo masico [lb/h]

C_p, c_p : calor especifico [BTU/h*°F]

T, t : temperaturas [°F]

Las literales mayusculas se refieren al fluido caliente y las minusculas al frío.

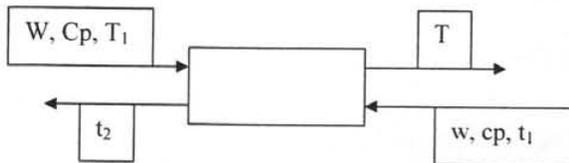


Figura 2.3 Análisis del potencial térmico.

La ecuación de balance para este caso es:

$$W \cdot C_p \cdot (T_1 - T_2) = w \cdot c_p \cdot (t_2 - t_1) \dots \text{Ecuación 1}$$

en su forma diferencial se tiene:

$$W \cdot C_p \cdot dT = w \cdot c_p \cdot dt \dots \text{Ecuación 2}$$

Dividiendo esta ecuación entre el incremento de longitud dx , se tiene:

$$W \cdot C_p \cdot \frac{dT}{dx} = w \cdot c_p \cdot \frac{dt}{dx} \dots \text{Ecuación 3}$$

La ecuación $dQ = U \cdot (T - t) \cdot dA$ en una forma mas conveniente es:

$$\frac{dQ}{dA} = U \cdot (T - t) \dots \text{Ecuación 4}$$

y considerando que $dA = a \cdot dx$, en donde “a” es el área de transferencia por unidad de longitud:

$$\frac{dQ}{a \cdot dx} = -W \cdot C_p \cdot \frac{dT}{a \cdot dx} = -w \cdot c_p \cdot \frac{dt}{a \cdot dx} \dots \text{Ecuación 5}$$

Escribiendo la ecuación 5 en forma integral y tomando como limite inferior las condiciones del fluido en el extremo caliente del intercambiador, se tiene:

Edgar Ortiz García
“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

$$W \cdot Cp \cdot \int_{T_1}^T dT = w \cdot cp \cdot \int_{t_1}^t dt \dots \text{Ecuación 6}$$

que puede integrarse a:

$$W \cdot Cp(T - T_1) = w \cdot cp \cdot (t - t_1) \dots \text{Ecuación 7}$$

y resuelta para T:

$$T = T_1 + \frac{w \cdot cp}{W \cdot Cp} \cdot (t - t_1) \dots \text{Ecuación 8}$$

y sustituyendo esta en la ecuación 4 resulta:

$$\frac{dQ}{adx} = U \cdot \left[T_1 + \left(\frac{w \cdot cp}{W \cdot Cp} \right) \cdot (t - t_1) - t \right] \dots \text{Ecuación 9}$$

con dQ reemplazada por (-w*Cp*dt) la ecuación 5 queda como:

$$U \cdot a \int_0^L dx = - \int_{t_2}^{t_1} \frac{dt}{T_1 - \frac{w \cdot cp}{W \cdot Cp} \cdot (t - t_1) - t} \dots \text{Ecuación 10}$$

integrando:

$$\frac{U \cdot a \cdot L}{W \cdot Cp} = \frac{U \cdot A}{w \cdot cp} = \frac{1}{\left(\frac{w \cdot cp}{W \cdot Cp} - 1 \right)} \ln \left[\frac{T_1 - \left(\frac{w \cdot cp}{W \cdot Cp} \right) - t_2 + \left(\frac{w \cdot cp}{W \cdot Cp} \right) - t_1}{T_1 - t_2} \right] \text{Ecuación.11}$$

de la ecuación 1:

$$\frac{w \cdot cp}{W \cdot Cp} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \dots \text{Ecuación 12}$$

recordando que Q = W*Cp*(t₂ - t₁):

$$\frac{Q}{U \cdot A} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} = LMTD = \Delta T \dots \text{Ecuación 13}$$

donde LMTD es la media logarítmica de las temperaturas.

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

Deducción para flujo en paralelo.

El análisis para el caso de flujos en paralelo es muy similar, por lo que únicamente se anotara la ecuación:

$$\frac{Q}{U \cdot A} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_{21})}{\ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}} = LMTD = \Delta T \dots \text{Ecuación 14}$$

Concluyendo, la diferencia media de temperaturas representativa de la operación del intercambiador de calor, es la diferencia media logarítmica LMTD.

Casos particulares.

Existen algunos problemas en los cuales ni la ecuación 13 ni la 14 tienen aplicaciones. Estos problemas o casos particulares son los siguientes:

- a. Cuando uno de los fluidos se comporta isotérmicamente (por ejemplo $T_1 = T_2$). En este caso, los términos paralelo y contracorriente no tienen sentido. Si la corriente caliente esta a una temperatura T:

$$\Delta T = LMTD = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{T - t_2}{T - t_1}} \dots \text{Ecuación 15}$$

- b. Cuando la diferencia de temperaturas en la terminal caliente es igual a la de la terminal fría en flujo a contracorriente. Si se aplica la ecuación 13 se vuelve indeterminada. Sin embargo, se observa que esto corresponde a una diferencia de temperatura constante en todos los puntos del equipo, por lo que la diferencia de temperatura será:

$$\Delta T = T_1 - T_2 = t_2 - t_1 \dots \text{Ecuación 16}$$

2.5 Cálculo del coeficiente medio U_m .

Para varias condiciones en un intercambiador de calor, la media aritmética de temperatura del envolvente y de los tubos es satisfactoria para la evaluación de las propiedades de los fluidos, las cuales son usadas para determinar si el coeficiente total U. Pero, en algunos casos ya sea por cálculos preeliminares del coeficiente total o porque las

Edgar Ortiz García
“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

propiedades de algún fluido varían marcadamente desde las condiciones de entrada a las de salida, entonces la media aritmética no es satisfactoria para la evaluación de las propiedades. Para este caso, la temperatura propia de cada corriente a la cual se deben evaluar las propiedades del fluido se llama la temperatura caloría.

2.6 Potencial térmico en cambiadores de haz tubular y envolvente.

Anteriormente se supuso que el flujo era completamente en paralelo o contracorriente, pero debido a razones de orden económico y estructural, se ha visto que no es práctico, en la mayoría de los casos, el tratar de obtener contracorriente o paralelo puro en un intercambiador de haz y envolvente.

En la figura 2.4 se muestra un intercambiador de un paso por el envolvente y de dos pasos por los tubos, denominado intercambiador 1-2. Debe notarse que en el primer paso de los tubos su flujo está en paralelo con el flujo de la envolvente, mientras que en el segundo paso está en contracorriente con el fluido externo. Esto representa una pérdida de eficiencia térmica del intercambiador, de aquí que se tenga que considerar un factor de corrección que involucra esta deficiencia en la diferencia de temperatura ponderada.

Para el cálculo de la ΔT de intercambiadores 1-2, se evalúa un factor de corrección para la LMTD, calculando esta en principio bajo la suposición de flujo en contracorriente pura; el factor de corrección se conoce como F_t y se denomina como:

$$F_t = \frac{\Delta T}{LMTD} \dots \text{Ecuación 17}$$

Cuando $F_t = 1$, indica que la situación es equivalente a flujo en contracorriente y un valor menor representa claramente un castigo para la configuración 1-2, finalmente expresado en un aumento de área del equipo.

El factor F_t es función de dos parámetros que son R y S definidos como sigue:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{\text{Rango del fluido caliente}}{\text{Rango del fluido frío}}$$
$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2} = \frac{\text{Rango del fluido frío}}{\text{Diferencia máxima de temperaturas}}$$

Edgar Ortiz García
 "Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor"

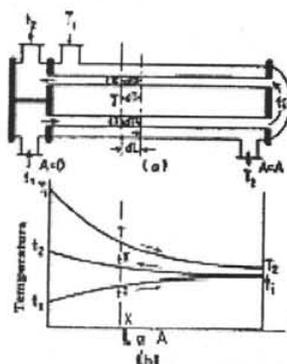


Figura 2.4 Relaciones de temperatura en un equipo 1 - 2.

Existen dos maneras de evaluar el factor Ft:

1) Por medio de las siguientes ecuaciones:

$$F_t = \frac{1.4142 \cdot \left(\frac{1}{1-P} \right)}{\frac{\frac{2}{P} - 0.5858}{\ln \frac{2}{P} - 3.4142}} \dots \text{Ecuación 18}$$

y cuando $r \ll 1$:

$$F_t = \frac{\frac{S^2 + 1}{S - 1} \ln \frac{1 - S}{1 - SR}}{\frac{\frac{2}{S} - 1 - R + R^2 + 1}{\ln \frac{S}{\frac{2}{S} - 1 - R - R^2 + 1}}} \dots \text{Ecuación 19}$$

2) En forma grafica, por medio de la figura con los parámetros R y S definidos.

El factor Ft fue obtenido por Nagle a través de una integración grafica que dio por resultado que dicho factor para un intercambiador 1-2 se pudiera aplicar para cambiadores 1 - 4, 1 - 6 y 1-8 con un error despreciable de ($\pm 2\%$).

Existe una limitación importante en el uso de la figura 2.5 aun cuando cualquier intercambiador que tenga el factor de Ft arriba del 0 puede operar teóricamente, esto no es cierto en la practica. La imposibilidad de cumplir con todas las suposiciones empleadas en

Edgar Ortiz García
“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

la derivación de la ecuación del Ft, puede causar serias discrepancias en su cálculo, dichas suposiciones son las siguientes:

- a. La temperatura del fluido en la coraza esta a una temperatura isotérmica promedio en cualquier sección transversal.
- b. El coeficiente de transferencia de calor es constante.
- c. Las pérdidas de calor son despreciables.
- d. El área de calentamiento en cada paso es igual.
- e. La razón de flujo de cada uno de los fluidos es constante.
- f. El calor específico de cada fluido es constante.
- g. No hay cambios de fase en el intercambiador.

Convencionalmente se ha aceptado que ningún intercambiador debe ser diseñado para un Ft menor de 0.75, pero en la practica se sugiere que sea igual o mayor de 0.80 implicando esto un 20% adicional de área por este concepto.

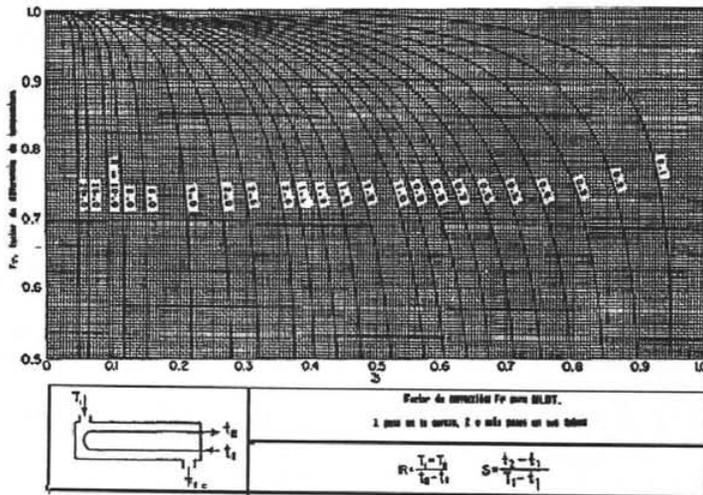


Figura 2.5 Factores de corrección MLDT para intercambiadores 2-4

Si se deseara obtener un valor de t_2 mas cercano al valor de T_2 al final del paso en paralelo para la figura 2.4, se estaría violando una de las reglas del flujo en paralelo, ya que el valor deseado de t_2 seria diferente al derivado, la suposición ignorada seria que dice que la salida de una de las corrientes (t_2), no puede alcanzar la salida de la otra, T_2 , sino

Edgar Ortiz García

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

mediante un área infinita. De acuerdo con esto, no es aconsejable o practico usar intercambiador 1-2, cuando el factor de corrección Ft calculado sea menor de 0.75. En lugar de el, se requiere de algún otro arreglo que se asemeja mas al flujo en contracorriente.

En la figura 2.4 se ha mostrado el perfil de temperatura por el arreglo de boquillas considerado. Si se invierte la disposición de las boquillas de la envolvente, se tendrá al perfil mostrado en la figura 2.6. En ambos casos se ha observado que el valor de Ft es el mismo para iguales temperaturas de entrada y salida.

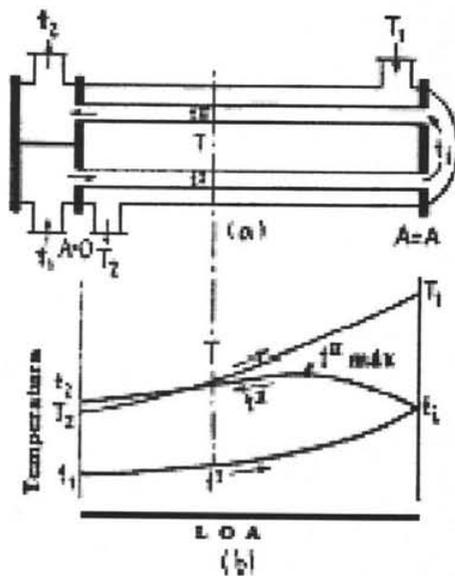


Figura 2.6 Relaciones de temperatura en un intercambiador 1-2 con arreglo convencional de boquillas

Ya que un intercambiador 1 – 2 es una combinación de pasos entre paralelo y contracorriente, es de esperarse que la salida de una de las corrientes de proceso no puede aproximarse mucho a la salida de otra, de hecho, es de costumbre en los equipos paralelo – contracorriente llamar a $T_2 - t_2$ al acercamiento, y si t_2 es mayor que T_2 , entonces $t_2 - T_2$ “cruce de temperaturas”.

2.7 Disposición de flujos para aumentar la recuperación de calor.

Los intercambiadores 1 – 2 tienen una limitación muy importante para efectuar una recuperación de calor efectiva, es decir, cuando ocurre un cruce de temperatura el valor Ft disminuye bruscamente teniendo un pequeño rango en el cual la temperatura del fluido caliente puede descender por debajo de la temperatura de salida del fluido frío. Esto elimina altos niveles de recuperación de calor. El problema se trata de como podemos evitar el cruce de temperatura con el consiguiente aumento de la recuperación de calor.

Si se considera un intercambiador similar al 1 – 2, excepto que esta equipado con un deflector longitudinal y el haz de tubos contiene 4 o más pasos con igual superficie de transferencia en cada uno de ellos, como se muestra en la figura 2.7.

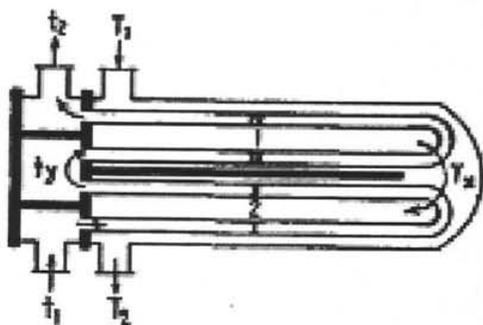


Figura 2.7 Arreglo de pasos en un intercambiador 2-4

Un bosquejo generalizado de la temperatura contra la longitud de este intercambiador se muestra en la figura 2.8a. En un intercambiador 1 – 2 operando con idénticas temperaturas al 2 – 4, se muestra en la figura 2.8b.

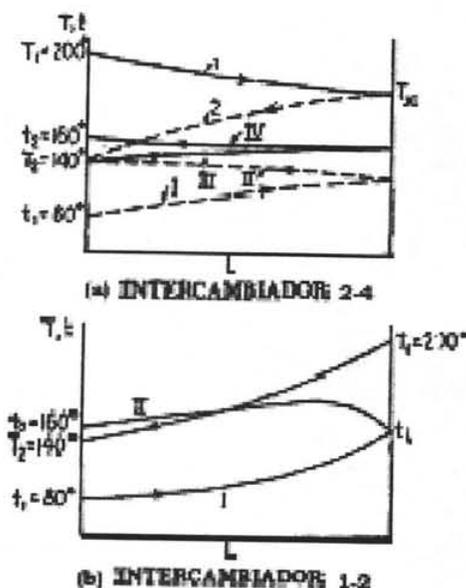


Figura 2.8 Perfiles para los arreglos 1-2 y 2-4.

Se puede apreciar que existe un cruce de manera que el fluido caliente que abandona la coraza a 140°F es forzado a pasar sobre tubos que llevan fluido frío calentado a una temperatura de 160°F . Así el fluido de la coraza puede enfriarse en algún punto del equipo a menor temperatura que a su salida, y el fluido en los tubos puede calentarse a temperatura superior a la de su salida.

Cuando los dos fluidos están cerca de sus salidas, el flujo de la coraza, que se enfría, en realidad se calienta y el fluido de los tubos se enfría. En un intercambiador esto se llama "recalentar".

Al parecer, un intercambiador 2-4 resulta ser mas efectivo que un intercambiador 1-2, sin embargo, ciertas consideraciones importantes en la fabrica del equipo 2-4 hacen que su uso no sea muy recomendables. La consideración mas importante puede ser la colocación de un baffle longitudinal que presenta claros, que se traduce en un área de derrame que produce una ineficiencia térmica, ya que el fluido del paso caliente del envolvente no recorre la trayectoria normal de enfriamiento, y se mezcla con el fluido del

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

paso frío de la envolvente. Este derrame de fluido de un paso a otro de la envolvente no esta de acuerdo con las consideraciones tomadas para el cálculo del factor Ft.

Regresando a la figura 2.8a, se observa que en un intercambiador 2 – 4 el baffle longitudinal reduce el recalentamiento de tal manera que el fluido de la envolvente a 140°F no esta en contacto nunca con el fluido de los tubos a 160°F como ocurriría en un intercambiador 1–2. Según la figura, los pasos por los tubos I y II están en contacto solo con el paso 2 de la envolvente, y los pasos III y IV están en contacto con el paso 1. Se deduce entonces, que un intercambiador 2 – 4 puede ser considerado equivalente a dos intercambiadores 1 – 2 colocados en serie tal y como se muestra en la figura 2.9.

Para el cálculo del Ft de un equipo 2 – 4 o de dos equipos 1 – 2 colocados en serie se tiene los siguientes métodos:

1. Por medio de la siguiente ecuación:

$$F_t = \frac{\left(\frac{R^2 + 1}{2(R-1)} \right) \ln \left(\frac{1-P}{1-PR} \right)}{\ln \left(\frac{\frac{2}{P} - R - 1 + \frac{2}{P} \sqrt{(1-P)(1-RP)} + \sqrt{R^2 + 1}}{\frac{2}{P} - R - 1 + \frac{2}{P} \sqrt{(1-P)(1-RP)} - \sqrt{R^2 + 1}} \right)} \quad \text{Ecuación 20}$$

2. Utilizando la figura 2.10 con los parámetros R y P.

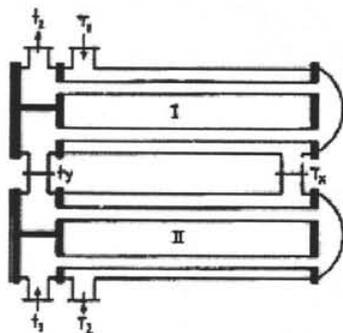


Figura 2.9 Dos intercambiadores 1 – 2 en serie.

En ambos casos, los parámetros R y P corresponden a los definidos anteriormente.

Edgar Ortiz García
“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

Si el valor de F_t no es satisfactorio en un intercambiador 2 – 4, se podrían proponer tres o más intercambiadores, hasta cumplir con el F_t mínimo deseado.

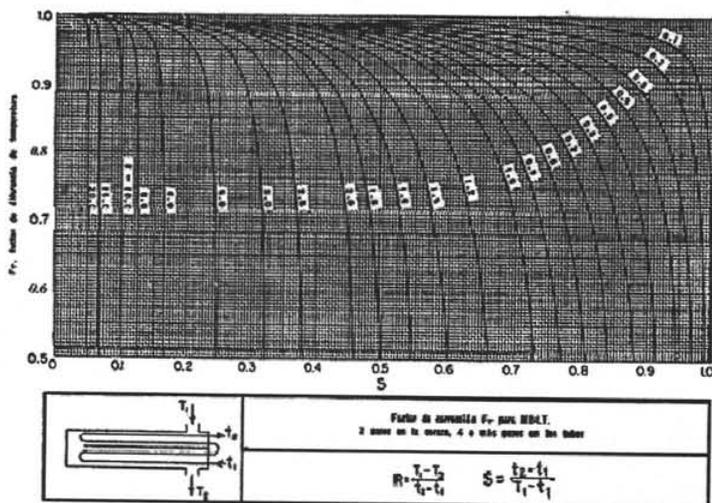


Figura 2.10 Factores de corrección MLDT para intercambiadores 2-4.

Para el caso en donde es necesario efectuar una transferencia de calor y se ha excedido el valor de la caída de presión permisible, se recomienda el uso de intercambiadores de calor del tipo de flujo dividido (“J”). El perfil mostrado en la figura 2.11 sería el correspondiente a este equipo. Nótese que aunque el perfil de temperaturas es diferente al del intercambiador 1 – 2, el F_t de los cuerpos es el mismo, teniendo una ventaja adicional el cuerpo del fluido dividido, que es la reducción de la caída de presión a los valores de casi 1/8 de la caída de presión de un intercambiador 1 – 2.

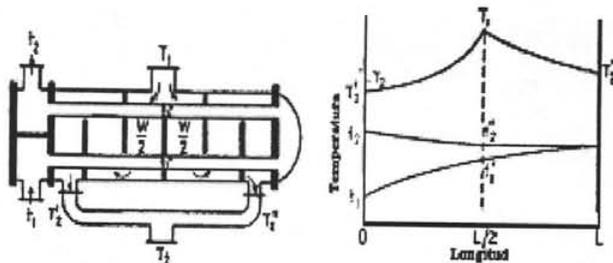


Figura 2.11 Intercambiador de flujo dividido.

2.8 Relación de temperaturas en el flujo dividido.

Para el caso en donde es necesario efectuar una transferencia de calor y se ha excedido el número máximo de envolventes en serie, es decir, el valor de Ft no puede ser aumentado agregando más cuerpos en serie, del tipo 1 – 2, se recomienda el uso de intercambiadores de tipo de flujo “split”, que se muestra en la figura 2.14.

Con respecto al cuerpo 1 – 2, el tipo de split proporciona un valor de Ft mayor para las mismas condiciones de operación disminuyendo el número de envolventes en serie del tipo split.

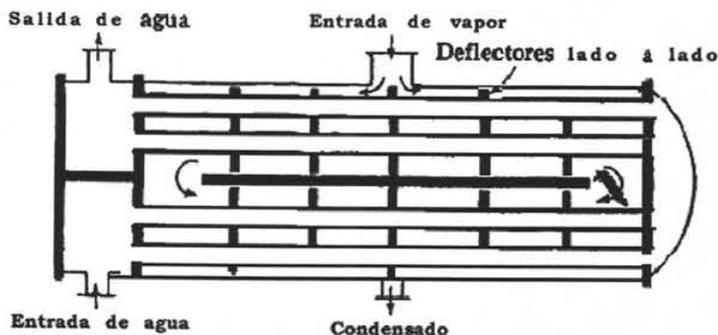


Figura 2.13 Intercambiador de calor 1 – 2 tipo Split.

Intercambiadores de Calor

En los procesos industriales se utilizan diversos tipos de intercambiadores de calor, de los cuales los más importantes son los siguientes:

- a. Intercambiador de calor de doble tubo.
- b. Intercambiador de calor de haz de tubos y envolvente.
- c. Intercambiador de calor de placas.
- d. Intercambiador de calor de espiral.
- e. Intercambiador de calor enfriado por aire.
- f. Calentadores a fuego directo.

Cada uno de ellos es utilizado para diferentes funciones dependiendo de sus limitantes, sin embargo el más ampliamente usado es el de haz tubular y envolvente.

A continuación se describirán las partes mecánicas de los intercambiadores de calor de haz tubular y envolvente de acuerdo con el T.E.M.A., así como los criterios para el diseño mecánico de estos equipos.

3.1 Equipos.

El intercambiador de tubos y envolvente implementa un flujo transversal al haz de tubos con una configuración de firmeza suficiente para el uso industrial además de proveer un acceso simple a los fluidos empleados, esto se lleva a cabo por la inserción del haz de tubos longitudinalmente dentro de una envolvente cilíndrica y colocando mamparas en forma normal al haz para guiar el flujo. El fluido del lado de los tubos entra y sale a través de los cabezales o canales que se ajustan a los espejos, los cuales son placas en las que terminan y se aseguran los tubos por soldadura o rolado. El fluido del lado de la coraza o envolvente entra y sale a través de las boquillas soldadas directamente a ella.

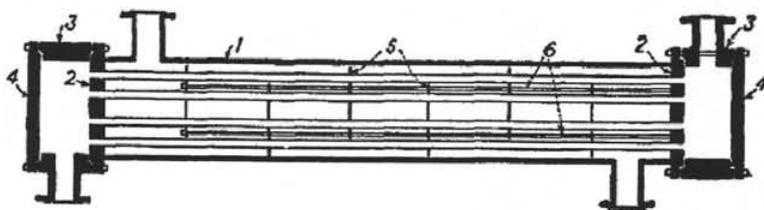


Figura 3.1 Partes de un intercambiador.

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

1. Coraza.
2. Cabezal de tubos o espejos.
3. Bridas para fijar carretes.
4. Tapas.
5. Deflectores.
6. Tubos.

Existen varias modificaciones cada una con ventajas y desventajas en su ensamble y aplicación y que serán descritas a través de este capítulo.

Este tipo de intercambiador esta compuesto de cuatro partes principales: los tubos, la envolvente, un cabezal de entrada y un cabezal de retorno y salida. De acuerdo con los estándares T.E.M.A. es recomendable que el tamaño y tipo de intercambiador se designen mediante números y letras.

El tamaño de la unidad se designa por números que indican el diámetro nominal de la unidad, que corresponda al diámetro interno de la envolvente, en pulgadas, redondeado al entero mas cercano, y a la longitud nominal, que para tubos rectos es la longitud total real y para los tubos en forma de “U” es la longitud recta del extremo del tubo a la tangente del doblez de los tubos exteriores del haz.

El tipo de intercambiador se designa por letras que describen el cabezal de entrada, la envolvente y el cabezal de retorno o salida, en el orden mencionado.

Mientras que existe una amplia variedad de aspectos referentes el diseño de estos equipos, el número de componentes básicos es relativamente pequeño.

3.1.1 Envolvente.

La envolvente es simplemente el recipiente del fluido externo a los tubos, y las boquillas son la entrada y la salida de el. La envolvente tiene una sección cruzada circular y esta hecha comúnmente de placas de metal que son roladas a las dimensiones requeridas y soldadas longitudinalmente. Las envolventes de diámetros menores a 24 pulgadas se pueden construir de tubería comercial. La redondez de la envolvente es importante al fijar el diámetro máximo de las mamparas y el efecto de la fuga entre la envolvente y la mampara.

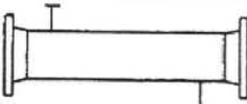
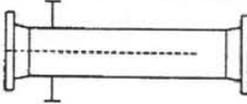
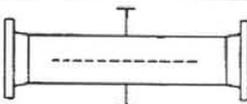
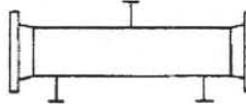
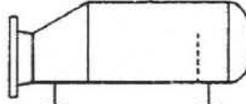
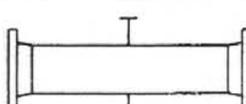
“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

En intercambiadores grandes, la envolvente deberá ser cuando sea posible de acero al carbón, por razones de economía, aunque se pueden utilizar aleaciones por demandas debido a la corrosión o esfuerzos por altas temperaturas.

La boquilla de alimentación con frecuencia cuenta con una mampara de choques colocada inmediatamente bajo la entrada para dispersar el chorro del fluido alimentado a fin de que no golpee y erosione las primeras hileras de tubos. Para colocar la placa de choque y dejar suficiente área de flujo entre la envolvente y la placa para que el fluido descargue sin una pérdida de presión excesiva, es necesario eliminar algunos tubos.

Otro arreglo para lograr la distribución es el utilizar cinturones de distribución, generalmente se utilizan cuando la boquilla de entrada es grande y requeriría eliminar muchos tubos por placas de choque. El cinturón de distribución encarece al equipo.

De acuerdo con T.E.M.A. se tienen diferentes tipos de envolventes en los equipos de coraza y haz de tubos: el tipo “E” de un solo paso, la “F” de dos o mas pasos, la “G” llamada tipo split o partido, la “H” doble split, la “J” de flujo dividido, la “K” diseñada para evaporados tipo Kettle y la “X” de flujo cruzado.

TIPOS DE CORAZAS	
E	
	Un paso
F	
	Dos pasos con baffle longitudinal
G	
	Flujo partido
J	
	Flujo dividido
K	
	Rehervidor tipo Kettle
X	
	Flujo cruzado

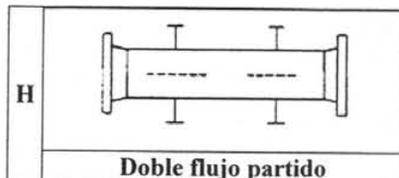


Figura 3.2

El patrón de flujo a través de ellas es por medio de las boquillas de alimentación y salida, por el diámetro y arreglo de los tubos, por las mamparas, tiras de sello, etc.

3.1.2 Tubos.

Los tubos son los componentes básicos de los intercambiadores de calor, son los que proveen la superficie de transferencia de calor entre los fluidos que van dentro y fuera de ellos.

Los tubos metálicos generalmente van sin costura, aunque en algunos casos esta es aceptable. Los materiales generalmente son: acero al carbón, aceros de baja aleación, acero inoxidable, cobre, cuproníquel, inconel, admiralty, aluminio, o titanio y algunos otros materiales específicos para aplicaciones especiales. Los tubos pueden ser lisos o aletados; se utilizan estos últimos cuando el fluido por el lado externo tiene un coeficiente substancialmente menor al interno.

Las superficies aletadas dan de dos o tres veces mayor área de transferencia respecto al tubo liso y esto, ayuda a compensar el bajo coeficiente de transferencia de calor.

Los tubos para intercambiadores de calor también se conocen como tubos para condensador y no deben confundirse con los tubos de acero u otro tipo de tubería comercial obtenida por extrusión a tamaños normales de tubería de hierro. El diámetro exterior de los tubos para condensador o intercambiador de calor, es el diámetro exterior real dentro de tolerancias muy estrictas; se puede obtener diferentes grosores de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo.

3.1.2.1 Tipos de arreglo y espaciamento (Pitch).

El pitch es el espaciamento de centro a centro de los tubos. Los arreglos que normalmente se utilizan son el triángulo, el triángulo rotado, el cuadrado y el cuadrado rotado, y son como se muestran en la siguiente figura.

Edgar Ortiz García
“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

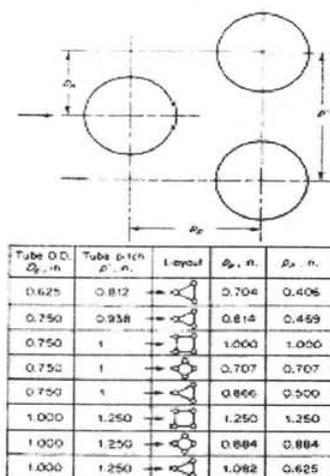


Figura 3.3 Arreglos Pitch

3.1.2.2 Diámetro y longitudes.

Existen básicamente dos tipos de tubos: lisos y aletados interna o externamente. Los tubos lisos son los que comúnmente se utilizan en los equipos de tubos y coraza, el arreglo de estos (pitch) determina el diámetro de la coraza, además de influir el número de pasos tanto por los tubos como por la envolvente.

Las dimensiones comunes de tubos para intercambiadores de calor son $\frac{3}{4}$ " y 1" de diámetro de externo. Los de $\frac{5}{8}$ " y $\frac{1}{2}$ " se utilizan para intercambiadores de refrigeración y otros sistemas de diseño especial.

En general, cuando se diseña la distribución de los tubos en un intercambiador lo que se busca es obtener una mayor área de transferencia con los tubos contenidos en una área seccional dada, pero a su vez permitir la limpieza interior y exterior de los tubos. Cuando se requiere dar limpieza interna, los diámetros menores que deben de utilizarse son los de $\frac{3}{4}$ ".

La longitud de los tubos esta dada por la disponibilidad comercial y va en dimensiones de 8, 10, 12, 14, 16, 20 y 24 pies usualmente, aunque en diseños especiales se llegan hasta longitudes de 48 pies.

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

Otros factores que afectan la longitud de los tubos son la disponibilidad de espacio en las plantas y restricciones en la caída de presión.

Usualmente conviene seleccionar tubos largos, ya que el diseño resultante es más económico que uno de tubos cortos con área equivalente.

3.1.3 Espejos.

Los espejos son placas circulares de metal que son barrenados y ranurados para colocar los tubos, los empaques, las varillas separadoras y el círculo de tornillos para que embone la envolvente. Los tubos son sostenidos en su lugar al ser insertados en orificios practicados a los espejos y posteriormente son expandidos o soldados a éste. Los orificios de los espejos no pueden taladrarse muy cerca uno de otro ya que una franja demasiado estrecha de metal entre tubos adyacentes debilitaría estructuralmente el cabezal de tubos o espejos. Sin embargo, cuando se desea evitar el mezclado entre los fluidos debido a la fuga de cualquiera en los barrenos de los espejos, se pueden utilizar espejos dobles, el espacio entre los espejos queda abierto a la atmósfera a fin de que la fuga de cualquiera de los fluidos pueda ser fácilmente detectada. Se permiten diseños con espejos triples para permitir que cada fluido fugue a la atmósfera sin mezclarse e incluso diseños más exóticos con cámara de gas inerte y/o sistemas de recirculación de fugas utilizadas en caso de riesgo externo o por el gran valor de los fluidos manejados.

El espejo, en adición a sus requerimientos mecánicos, deberá soportar el ataque corrosivo de ambos fluidos y deberá ser electroquímicamente compatible con el material de los tubos y el material del canal. Algunos espejos se hacen de acero al carbón con una capa delgada de aleación resistente a la corrosión. La adhesión de la aleación puede ser hecha por diversos métodos.

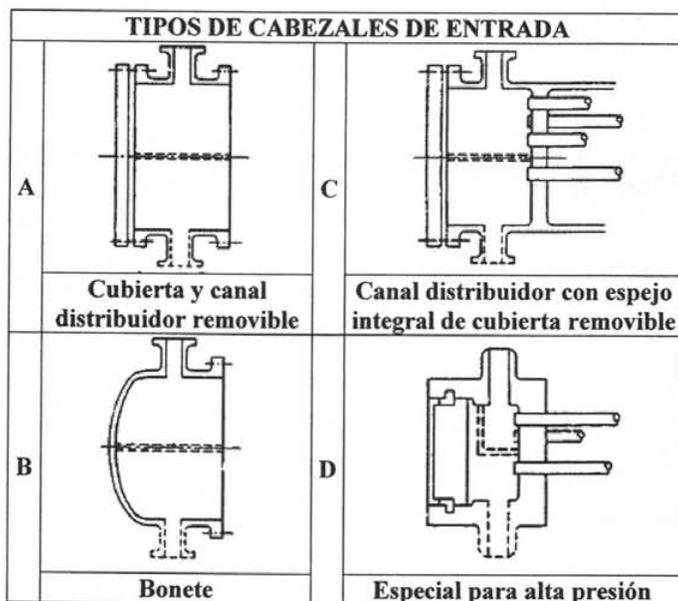
3.1.4 Cabezales de entrada.

Los cabezales de entrada, son elementos cilíndricos de menor longitud que la envolvente, y su función es la de recibir el fluido que circula por el interior de los tubos, y distribuirlo a través de los mismos y posteriormente recolectarlo y enviarlo fuera del intercambiador, esto sucede cuando el número de pasos es par, en caso contrario la salida será por el cabezal de retorno, para tal efecto se tienen boquillas de entrada y salida integradas al cuerpo del cabezal, que van conectadas a las líneas de tuberías del sistema.

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

Un cabezal de entrada puede tener una tapa plana empernada mediante una brida o una tapa formada soldada al cuerpo cilíndrico. Por el otro extremo puede ser empacado sujetando al espejo entre las bridas del cabezal y la coraza, o integrado al espejo.

Los tipos de cabezales de entrada que son clasificados por el T.E.M.A. se encuentran en la siguiente figura.



3.1.5 Cabezales de retorno.

Este es también un elemento cilíndrico casi de la misma proporción que el cabezal de entrada. La función de este elemento es recibir el fluido que baja por el interior de los tubos procedentes del cabezal de entrada y enviarlo nuevamente, a través de los tubos del siguiente paso, al cabezal de entrada. Cuando el número de pasos es impar, este cabezal enviara el fluido fuera del intercambiador, es decir, puede tener una boquilla para salida que se interconecta a la línea de tubería del sistema.

Los cabezales de retorno se clasifican en tres grupos:

1. Espejos fijos.
2. Cabezal U (tubos en “U”).
3. Cabezales flotantes.

3.1.5.1 Espejos fijos.

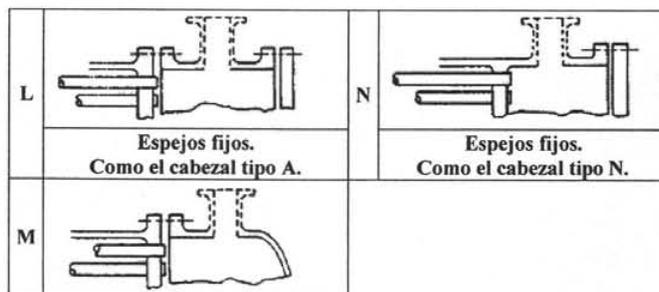
Los intercambiadores de espejos fijos se diseñan con tubos rectos asegurados en sus extremos mediante espejos soldados a la envolvente. Usualmente, los espejos son de un diámetro mayor a la envolvente para servir como bridas para atornillar los canales (excepto las “M”).

Debido a que no se tienen empaques en el lado de la envolvente, los equipos de espejos fijos proveen de la máxima protección contra fugas al exterior del fluido que va por la envolvente. Por la misma razón el haz de tubos no puede removerse para inspección o para efectuar la limpieza por el lado exterior de ellos.

El claro entre los tubos exteriores del haz y la envolvente es únicamente el requerido para la fabricación, con lo cual se puede lograr que las áreas de fuga en la envolvente sean mínimas.

Las diferencias de temperaturas en estas unidades están limitadas por la expansión térmica diferencial entre los tubos y la envolvente debido a lo cual algunas veces es necesario instalar una junta de expansión en la envolvente. La necesidad de la junta se determina por consideraciones críticas que se esperen durante la operación (las diferenciales de temperaturas aceptables son del orden de 100 a 200°F).

El lado de los tubos queda accesible para el mantenimiento o reemplazo. El lado envolvente puede ser limpiado únicamente por un retrolavado o con sustancias limpiadoras.



3.1.5.2 Cabezal de retorno tipo U.

En las unidades en U, ambos extremos de la U son sostenidos por un espejo, lo cual elimina el problema de las expansiones térmicas diferenciales debido a que los tubos están libres para expandirse o contraerse. El haz de tubos puede tanto removerse para inspección o limpieza como quedar fijo soldado a los espejos de la envolvente.

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

Para unidades con tubos removibles estos quipos dan aproximadamente el mismo claro entre los tubos exteriores y la envolvente, es menor debido a las limitaciones de los tubos que tiene menor radio de curvatura. El número de pasos siempre será par y el máximo esta limitado únicamente por la dificultad de construcción de los compartimientos en el cabezal de distribución.

Los canales y empaques son accesibles para el mantenimiento y reemplazo; sin embargo, el reemplazo de los tubos puede hacerse únicamente en los extremos, ya que los demás requieren de soportes especiales que permitan que la “U” se esparza para tener acceso a los tubos internos. El lado interno de los tubos puede ser limpiado mediante herramientas especiales y únicamente cuando el radio de los tubos sea grande.

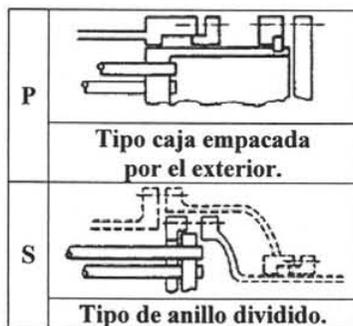


3.1.5.3 Cabezales de retorno flotantes.

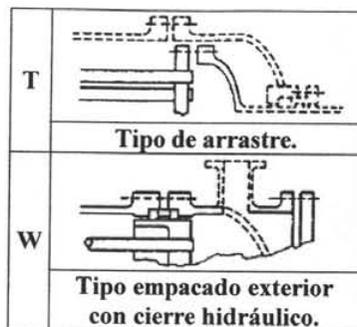
Estos equipos tienen tubos rectos asegurados por espejos en ambos extremos.

Uno de los espejos se encuentra libre para desplazarse, lo que beneficia a la expansión diferencial entre los tubos y la envolvente. El haz de tubos puede removerse para inspección, reemplazo y limpieza externa de los tubos. Además todo el lado de los tubos es accesible para el mantenimiento y limpieza, por lo que son recomendables para servicios sucios y altas temperaturas.

Los tipos básicos de cabezales flotantes son:



Edgar Ortiz García
"Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor"



Clasificación cabezales de retorno tipo "P".

En este equipo el fluido de la envolvente se sella mediante empaquetadura suave dentro de un anillo. El empaque permite el desplazamiento del espejo.

Puesto que la caja empaçada esta únicamente en contacto con el fluido de la envolvente, este y el del tubo no se mezclan cuando ocurre una fuga a través del empaque.

El número de pasos de los tubos esta limitado únicamente por la construcción y el número de tubos. Puesto que el círculo limite de tubos se aproxima al faldón del espejo flotante, los claros entre los tubos exteriores y la envolvente se dictan por el espesor del faldón.

Clasificación cabezales de retorno tipo "S".

En este diseño la cubierta del cabezal flotante esta asegurada contra el espejo flotante con un anillo dividido. Esta parte, localizada mas allá de donde finaliza el envolvente, es encerrada por una cubierta de mayor diámetro. La cubierta de la envolvente, el anillo y la cubierta del cabezal flotante se debe remover para deslizar el haz a través de la envolvente.

El claro entre los tubos más extensos y el diámetro interno de la envolvente que es aproximadamente igual al de los tipo "P" y menor que el del tipo "T" aproxima el diámetro

Edgar Ortiz García

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

interno del empaque al espejo flotante. Este tipo de construcción tiene las mismas limitaciones en el número de pasos, presión y temperaturas admisibles que un tipo “T”.

Clasificación cabezales de retorno tipo “T”.

Este tipo de cambiador tiene un cabezal separado y atornillado directamente al espejo flotante. Tanto el cabezal como el espejo son de un tamaño tal que se pueden deslizar a través de la envolvente y el haz puede ser removido sin separar la tapa del cabezal de retorno. El claro requerido, el cual es el mayor que en cualquiera de los equipos de tubos y coraza, entre el círculo límite de tubos y el diámetro interno de la envolvente debe ser tal que puede tener espacios para el empaque y la tornillería en el espejo flotante.

El número de pasos de los tubos esta limitado únicamente por la fabricación y el número de tubos. Con un número impar de pasos, la boquilla debe extenderse desde el cabezal flotante hasta la cubierta de la envolvente. Se debe dejar provisiones para que la expansión térmica diferencial y la remoción del haz de tubos deba hacerse por métodos similares a juntas empacadas o fuelles. Puesto que este tipo de intercambiador requiere de empaques internos entre el espejo flotante y el cabezal, generalmente se restringen sus aplicaciones a servicios donde se pueden tolerar pequeñas fallas del empaque interno.

Clasificación cabezales de retorno tipo “W”.

En este caso los fluidos de tubos y envolvente se sellan por empaque de anillo o con un anillo de cierre hidráulico provisto de orificios, a fin de que la fuga a través de alguno de los empaques sea al exterior. El ancho del espejo puede ser suficiente para permitir el doble empackado, el anillo de cierre hidráulico y la expansión térmica diferencial. Un pequeño faldón es algunas veces anexado al espejo flotante para proveer superficie de conexión para los empaques y el anillo de cierre hidráulico.

Edgar Ortiz García
“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

Puesto que no se puede colocar placas de partición para pasos en el cabezal flotante, el número de pasos esta limitado a uno o dos. El claro entre el círculo límite del tubo y la envolvente debe tomar en cuenta la distorsión durante el rolado de los tubos en el borde del espejo.

3.1.6 Mamparas.

Las mamparas tienen dos funciones principales: la primera es la de soportar los tubos en la posición apropiada durante su ensamblaje y operación, previniendo la vibración de los tubos causada por los remolinos de flujo, y la segunda, guiar el flujo de la envolvente en forma transversal al haz de tubos, aumentando la velocidad y el coeficiente de transferencia de calor.

El tipo más común es la segmentada, con corte vertical, horizontal o inclinado; otros tipos son los de dona, disco y los doblemente segmentados.

Las mamparas longitudinales se utilizan del lado de la envolvente para dividir a esta en dos o más pasos, o bien para dar a la coraza las características del tipo “split”.

Las mamparas transversales son importantes en el comportamiento de un intercambiador, de ellas depende la efectividad del contacto del fluido que va por la envolvente con los tubos.

El corte de la mampara determina la velocidad del fluido entre la mampara y la pared del envolvente paralelo a los tubos y el espaciamiento determina la velocidad del flujo cruzado a los tubos, estas afectan la transferencia de calor y la caída de presión. A menudo el lado de la envolvente esta limitado a valores bajos de caídas de presión y el patrón de mamparas se debe ajustar para cumplir estas condiciones y al mismo tiempo proveer máxima transferencia de calor. El material utilizado tiene espesores que van desde 1/8” a 5/8”.

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

Existen varios tipos de mamparas transversales, totales como las segmentadas, de disco y dona y las de orificio. El tipo mas utilizado es el de las mamparas segmentadas, estas son círculos de menor diámetro que la envolvente, en donde una porción, ya sea vertical u horizontalmente ha sido recortada. La parte recortada representa el área libre de flujo y este corte puede variar desde un 10% a un 35% del área de flujo de la envolvente.

3.2 Criterios de selección de equipo.

En los párrafos anteriores se describieron las partes principales que integran un intercambiador de calor, y que, a demás se pudo apreciar que es posible hacer varias combinaciones de estas para obtener un gran número de tipos de intercambiadores. Cada parte de un intercambiador de calor esta formada por diversos elementos que al unirse le dan la forma deseada.

Algunos de estos criterios para elegir el tipo de intercambiador que debe utilizarse se dan a continuación, para cada parte del intercambiador.

3.2.1 Envolvente.

En general para fijar el diámetro del envolvente así como su tipo, se deben tomar en cuenta varios factores, entre estos están los siguientes:

- Si el equipo es un intercambiador de calor de cabezal flotante, la limitación de tamaño estará en función del peso máximo del haz de tubos que será transportado para mantenimiento.
- Si el equipo es un intercambiador de espejos fijos el diámetro máximo estará dado por el equipo de mantenimiento disponible para transportar todo el equipo, ya que dicho intercambiador se selecciona de acuerdo a los tamaños de equipos que requieren de mantenimiento frecuente y los intercambiadores

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

de espejos fijos, cuya limpieza generalmente se efectúa en su sitio, solo requerirán de estas maniobras ocasionales.

- Las presiones de diseño son una limitante para fijar el diámetro máximo, ya que el espesor de los materiales es función directa de este parámetro.
- Otro factor es el espacio disponible en la planta o industria donde se requiera este equipo, ya que en ocasiones habrá que localizar dos equipos estancados en lugar de una sola envolvente de mayor diámetro.

Para seleccionar el tipo de envolvente de acuerdo al T.E.M.A. se deben de tomar las siguientes consideraciones:

- Tomando como base la envolvente de un paso, “E”, se puede decir que la envolvente de dos pasos “F”, se utiliza para cuando existe cruce de temperaturas y se pretende lograr una contracorriente pura entre los fluidos de tubos y envolvente, o bien, evitar un valor bajo en el factor de corrección de la temperatura, F_t , al utilizar dos pasos en la envolvente y mas de cuatro en los tubos, evitando la utilización de dos equipos en serie. El área transversal de esta envolvente equivale a la mitad del área de un intercambiador de un solo paso, pero la caída de presión será mayor.
- La envolvente tipo “G” de flujo split (partido), básicamente presentan las cualidades de la envolvente “F”, su uso principal esta en la condensación de vapores. El vapor entra por la parte superior de la envolvente dividiéndose a la mitad debido a la placa del soporte que divide a la envolvente en dos compartimientos idénticos. Después de que el vapor pasa por la parte superior de la placa longitudinal, cruza hacia el segundo paso de la envolvente en dirección contraria para salir finalmente en la boquilla

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

inferior. Las velocidades y longitud de la travesía en la envolvente son las mismas que para la tipo “E”, la mejoría consiste en que el condensado se mantiene por un tiempo mas largo en contacto con los tubos. Para promover el subenfriamiento se pueden perfora los extremos de la mampara longitudinal, a fin de que el condensado gotee encima de los tubos del paso inferior. También suele usarse en rehervidores de termosifón horizontales.

- La envolvente tipo “H”, doble split, se utiliza para reducir la caída de presión. En condensadores la alimentación de vapor se divide en las dos boquillas de alimentación. La envolvente se divide en dos compartimentos separados por un soporte transversal completo en el centro de la envolvente, el vapor fluye por cada mitad de la envolvente por encima de la mampara longitudinal y regresa por la parte inferior hacia la boquilla de salida y prácticamente se unen las dos en línea. Las mamparas longitudinales distribuyen el flujo a lo largo del tubo. También es común usarlos en rehervidores de termosifón horizontales.
- Un método alternativo para reducir la caída de presión en la envolvente, es la del tipo “J” de flujo dividido. En ellos el vapor se puede alimentar en dos boquillas, o si se esta vaporizando, el fluido se alimenta en forma contraria, y se separa por medio de un soporte sólido. La mezcla fluye de las boquillas superiores a la inferior pasando por las mamparas. Los internos de esta envolvente son más sencillos que los de doble split.
- La envolvente tipo Kettle, “K”, se utiliza cuando se requiere generar vapor, y por lo tanto, hay que mantener parte del líquido que se alimenta y dejar un espacio encima del nivel de líquido para que el vapor producido pueda viajar

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

a una velocidad suficientemente baja a fin de que las gotas de líquido de arrastre tengan oportunidad de caer.

- En los enfriadores tipo Chiller, en los cuales el fluido dentro de los tubos es enfriado por la evaporación de un refrigerante en la envolvente, la construcción es similar a los Kettles, con una construcción en los cabezales de espejos fijos, ya que normalmente los gradientes de temperatura son pequeños. Para los generadores de vapor se utilizan también las envolventes tipo Kettle con la adición de un dispositivo para remover las gotas de líquido del vapor (eliminando el rocío).
- Otro tipo de envolvente es el “X”, de flujo cruzado, en el cual se colocan una serie de boquillas de alimentación y en posición contraria, otras de salida. Cuando se tienen alimentaciones considerables hacia el equipo se requiere utilizar los llamados distribuidores, cuya función es bajar la velocidad de la alimentación para evitar que los tubos cercanos a la alimentación se erosionen. Estos distribuidores pueden alimentar el fluido encima o alrededor del haz de tubos mediante un anillo alrededor de la envolvente.

3.2.2 Tubos.

En cuanto al arreglo de estos, se debe aclarar que el pitch triangular se utiliza generalmente en cambiadores de espejos fijos, cuando no se necesita limpiar el exterior de los tubos ya sea mecánica o manualmente, debido a que este arreglo no permite el acceso a los tubos por su parte externa. Sin embargo, la limpieza puede efectuarse por medio de disolventes químicos. El pitch cuadrado es recomendado cuando se tiene un fuerte

ensuciamiento del fluido y es necesaria la limpieza mecánica o en donde la caída de presión por el lado de la envolvente esta muy limitada.

3.2.3 Cabezales de retorno.

Espejos fijos.

Estos equipos se usan principalmente en servicios donde los fluidos que van por la envolvente son no incrustantes, tales como el vapor de agua, refrigerantes, gases, algunas aguas de enfriamiento y corrientes de proceso limpias.

Los factores que se deben tomar en cuenta son los siguientes:

1. Bajo costo por unidad de área de transferencia.
2. Tubos rectos con facilidad para limpiarse interiormente.
3. No hay empaques internos, con lo cual se minimiza la posibilidad de mezcla entre los fluidos debido a fallas de los empaques.
4. El área del “by-pass” es la mínima entre el haz de los tubos y el envolvente.
5. Están limitados en la limpieza mecánica e inspección visual por el lado externo de los tubos, lo cual restringe su uso para el manejo de fluidos muy limpios por el lado de la envolvente.

Sus principales usos se encuentran en condensadores, calentadores, enfriadores y rehervidores. Son particularmente ventajosos para servicios al vacío.

Tubos en “U”.

En estos equipos los canales y empaques son accesibles para el mantenimiento y reemplazo, y el haz de tubos puede removerse para limpieza o reemplazo; sin embargo, el reemplazo de los tubos puede hacerse únicamente en los extremos, ya que los demás requieren de soportes especiales que permitan a la U esparcirse para tener acceso a los internos. El lado interno de los tubos puede ser limpiado mediante herramientas especiales

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

y únicamente cuando el radio de los tubos sea grande. Debido a lo anterior, los equipos de tubos en U se utilizan en servicios no incrustantes o en donde la limpieza química es efectiva. Estos equipos son de particular uso para altas presiones, sin embargo, la presión no es factor determinante para usar tubos en U, la limpieza y la temperatura si lo son.

Los factores que deben considerarse son los siguientes:

1. Utilización de un solo espejo.
2. El haz de tubos puede removerse para la inspección y la limpieza externa de los tubos.
3. Se minimiza el área del “by – pass”.
4. La expansión diferencial se compensa individualmente por el doblar de los tubos.
5. Debido a su forma, la parte interna de los tubos no se puede limpiar mecánicamente.
6. Los tubos no pueden reemplazarse, excepto los exteriores del haz.
7. No se pueden dar menos de dos pasos en los tubos.

Este tipo de intercambiador se recomienda particularmente para altas presiones y temperaturas, ya que el ahorro de un espejo disminuye considerablemente su costo.

Cabezales flotantes.

Para diseñar con estos cabezales se deben de tomar en cuenta los siguientes puntos:

- El cabezal tipo “P” se recomienda para servicios hasta de 600 psig y 600°F y no se aplica cuando las posibles fugas del fluido de la envolvente al exterior son indeseables.

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

- El cabezal tipo “W”, esta generalmente limitado a 150 psig y 500°F, esta construcción no es aceptable cuando no se permite la fuga al exterior de ninguno de los fluidos o cuando no se tolera el mezclado de los fluidos.
- El cabezal tipo “T”, como requiere de empaques internos entre el espejo flotante y su cabezal, generalmente se restringen sus aplicaciones o servicios en donde se pueda tolerar pequeñas fallas del empaque interno.
- El cabezal tipo “S”, tiene la misma limitación en el número de pasos, presión y temperaturas admisibles que un tipo “T”.

Además de los factores anteriores, se deben considerar los siguientes:

- El haz de tubos puede removerse para limpieza mecánica exterior de los tubos y para inspección.
- Cuando se utilizan tubos rectos, estos pueden reemplazarse y tiene facilidad de limpieza sin necesidad de remover el haz.
- El cabezal flotante absorbe la expansión diferencial entre los tubos y la envolvente.
- Los cabezales flotantes tiene un alto costo.
- El empaque interno en la cubierta de la cabeza flotante tiene el peligro de mezclar los dos fluidos por falla del empaque, por lo que estos equipos están limitados a presiones medias como máximo, alrededor de 600 psig.

3.2.4 Mamparas.

El corte de la mampara generalmente es vertical en condensadores, rehervidores, vaporizadores e intercambiadores cuyo servicio se realiza manejando materiales con sólidos en suspensión o fluidos pesados. Con este arreglo, los incondensables pueden escapar o ir al tope del equipo provocando zonas no propicias para la transferencia de calor. También es

Edgar Ortiz García

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

importante el drene del líquido que condensa. Se puede preveer el dejar en una parte inferior de la mampara una porción para el drene de estos líquidos y se recomienda el utilizar mamparas verticales para permitir el paso o el drene del exceso de condensado.

El corte horizontal es recomendable cuando no hay cambio de fase en la envolvente y para cualquier líquido que no contenga sólidos en suspensión. En donde existan gases disueltos en el líquido, que se puedan desprender, no se deberán emplear estas mamparas, pero en el caso de que se utilicen deberán dejarse canales para el paso de estos gases; este sistema no es conveniente cuando se tienen cantidades considerables de gases.

Los líquidos deben estar limpios para evitar el sedimento que bloquearía la transferencia de calor y del flujo.

Mamparas de disco y dona.

El perfil de flujo de estas mamparas a lo largo de un intercambiador es casi lineal, ya que estas se encuentran constituidas de un mismo plato circular perforado en el centro. El anillo y el segmento se colocan alternadamente a lo largo del haz de tubos.

Para un servicio sin cambio de fases y con fluidos limpios, estas mamparas resultan tan efectivas como las segmentadas, aunque se utilizan con menor frecuencia.

Este tipo de mampara no se recomienda para los casos en que existan incondensables disueltos o que puedan desprenderse o en servicios con cambios de fase, ya que no se desfogarán apropiadamente los gases o vapores mencionados al quedar atrapados en la parte superior de la dona.

Mamparas de orificios.

Este tipo de mamparas se usa raramente, ya que esta formado de un plato circular completo con orificios taladrados alrededor de los tubos con una tolerancia de 1/16” a 1/8” mas el diámetro externo de envolvente.

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

El fluido, que debe ser limpio, paso por la sección anular entre el exterior del tubo y el diámetro taladrado. Este tipo de mampara presenta una gran turbulencia pero muy poco flujo cruzado entre las mamparas.

Se puede utilizar en condensadores en donde drenan muy bien y los incondensables se pueden ventear por la parte superior, pero su escasa aplicación industrial es debida a que su caída de presión es elevada.

Mamparas longitudinales.

Las mamparas longitudinales se utilizan del lado de la envolvente para dividir esta en dos o mas pasos, o bien, para dar a la coraza la característica del tipo “split”.

Para evitar fugas en las mamparas que dividen en pasos la envolvente, los métodos de sellado más comunes, dependiendo del diámetro de la coraza y del servicio, se hacen por medio de soldadura, empaque atornillado, empaque con bandas de sello, etc. Estas mamparas deben ser del mismo material que el de las mamparas transversales.

Mamparas segmentadas.

Debido a que estas mamparas son las ampliamente usadas en la industria, a continuación se darán algunos criterios para su diseño.

Los puntos más importantes para el diseño de las mamparas son las proporciones del espaciamiento y corte de las mismas al diámetro de la envolvente. Otras consideraciones son:

- La velocidad de flujo no deberá cambiar drásticamente entre el flujo transversal y a través de la ventana.
- Para líquidos, el corte de la ventana de la mampara deberá permanecer entre los límites de 20 a 35% para un comportamiento óptimo. Para gases a baja

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

presión, se pueden tener cortes hasta de un máximo de 40 a 45%, a fin de minimizar la caída de presión.

- Los cortes muy grandes, especialmente si están en relación a un espaciamento entre mamparas grandes causan un flujo altamente ineficiente con áreas “muertas”, y un incremento potencial en el ensuciamiento.
- Una buena practica de diseño es el espaciamento entre mamparas mínimo de un 20% del diámetro de la envolvente a un máximo igual al diámetro de la coraza.
- El T.E.M.A. restringe a un máximo de 36 pulgadas para el espaciamento entre las mamparas, debido al soporte de los tubos.
- Con gases a altas velocidades se utilizan mamparas doblemente segmentadas, generalmente para decrecer la caída de presión los espaciamientos no deberán de ser muy pequeños, ya que pueden resultar en un flujo inefectivo. El efecto de partir a la mitad el baffle, es que la velocidad se reduce en esa relación a la caída aproximadamente a la cuarta parte de la que se tendría en una mampara segmentada.
- Para unidades suficientemente grandes, es posible utilizar incluso mamparas triplemente segmentadas o a la nueva modalidad, de varillas y tiras.

Modelo matemático de intercambiadores de calor.

En este capítulo se describen las ecuaciones para el diseño de los intercambiadores de calor de envolventes y haz de tubular, así como los algoritmos para calcular los coeficientes de transferencia de calor, caídas de presión de los fluidos, la diferencia media de temperaturas, etc.

El diseño térmico del equipo para la transferencia de calor involucra los diversos tipos de mecanismos para el flujo de calor, como son la conducción, convección y radiación. Los intercambiadores de envolventes y tubos involucran primordialmente la convección y la conducción, mientras que en los calentadores y hornos involucran la convección y radiación.

4.1 Ecuación general de diseño.

La transferencia de calor de un fluido a otro a través de una pared metálica es proporcional al coeficiente de transferencia de calor, al área de la pared metálica y a la diferencia de temperaturas entre los fluidos caliente y frío.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \text{ Ecuación 1}$$

donde:

Q: Calor transferido (BTU/hr)

U: Coeficiente total de transferencia de calor, basado en el área externa de la superficie metálica. (BTU/(hr ft² °F)/Ft)

A: Área externa de la superficie metálica a través de la cual se intercambia calor (ft²)

ΔT : Diferencia efectiva de temperaturas entre los fluidos frío y caliente (°F)

Al especificar un intercambiador, el diseñador casi siempre conoce o puede calcular fácilmente los términos Q y ΔT a partir de las condiciones del proceso. De esta forma, solo es necesario evaluar el coeficiente U, con el fin de obtener el valor correcto del área de transferencia.

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

Debido a que el coeficiente de transferencia de calor U es una función del diseño mecánico del equipo, así como también de las propiedades físicas y térmicas de los fluidos y de los factores de ensuciamiento, se hace necesario el empleo de métodos de prueba y error. De aquí la necesidad de utilizar un programa de computadora para realizar esta tarea y de ahí poder diseñar el equipo.

4.1.1 Balance de calor.

La cantidad de calor transferido en un intercambiador generalmente se fija por los requerimientos del proceso. Estos determinarán los flujos de los fluidos caliente y frío, temperaturas y entalpías. En caso de que se tenga disponibles los datos necesarios, es conveniente calcular Q para ambas corrientes con el fin de hacer una comprobación, esto es porque el intercambio de calor se considera que es completo, excepto en aquellos casos cuando las pérdidas de calor son conocidas o previamente planeadas.

Frecuentemente en el caso de condensadores, en donde las pérdidas de calor son despreciables, se omite el aislamiento. En cualquier tipo de intercambiador de calor, el calor ganado o cedido por un fluido, debe ser considerado como una ganancia equivalente por el segundo fluido, siempre que las pérdidas de calor sean despreciables o se consideran dentro del balance.

En el caso de los fluidos que intercambian calor sin efectuarse un cambio de fase en ellos, la cantidad de calor transferido, Q , se calcula a partir de:

$$Q = W \cdot C_p \cdot (T_1 - T_2) \dots \text{Ecuación 2}$$

y

$$Q = w \cdot c_p \cdot (t_2 - t_1) \dots \text{Ecuación 3}$$

en donde:

W : Flujo másico del fluido caliente (lb/hr).

C_p : Calor específico del fluido caliente (BTU/lb°F).

T_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente (°F).

T_2 : Temperatura de salida del fluido caliente (°F).

Edgar Ortiz García

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

w: Flujo másico del fluido frío (lb/hr).

cp: Calor específico del fluido frío (BTU/lb°F).

t₁: Temperatura de entrada del fluido frío (°F).

t₂: Temperatura de salida del fluido frío (°F).

Los calores específicos de los fluidos se deben evaluar a una temperatura promedio entre la entrada y la salida.

Para fluidos que cambian de fase, la determinación de la carga térmica debe hacerse mediante el cálculo de la entalpía de los fluidos a las condiciones de entrada y salida, ya que el calor específico de la fase líquida, difiere grandemente del de la fase vapor. Las ecuaciones para este caso son:

$$Q = W \cdot (H_{1C} - H_{2C}) \quad \text{Ecuación 4a y 4b respectivamente.}$$
$$Q = w \cdot (H_{1F} - H_{2F})$$

En donde:

H_{1C}: Entalpía de entrada del fluido caliente (BTU/lb)

H_{2C}: Entalpía de salida del fluido caliente (BTU/lb)

H_{1F}: Entalpía de entrada del fluido frío (BTU/lb)

H_{2F}: Entalpía de salida del fluido frío (BTU/lb)

Cuando el fluido cambia de fase desde su punto de rocío hasta su punto de burbuja la ecuación se puede simplificar a:

$$Q = W \cdot \lambda \quad \text{Ecuación 4c}$$

donde

λ: Calor latente de vaporización (BTU/lb)

Edgar Ortiz García
“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

4.1.2 Coeficiente total de transferencia de calor.

Cuando el calor se transfiere desde un fluido a otro a través de una pared metálica, debe vencer las siguientes resistencias:

R_{i_0} : Resistencia de la película laminar en el interior del tubo ($^{\circ}\text{F}\cdot\text{ft}^2\cdot\text{hr}/\text{BTU}$), debido al fluido.

r_{i_0} : Resistencia de los materiales extraños depositados en el interior del tubo (factor de ensuciamiento).

r_w : Resistencia de la pared metálica.

r_o : Resistencia de materiales extraños depositados en el exterior del tubo (factor de ensuciamiento).

R_o : Resistencia de la película laminar en el exterior del tubo.

La suma de estas resistencias es R_t , la resistencia total y como:

$$U = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{R_{i_0} + r_{i_0} + r_o + r_o} \quad \text{Ecuación 5}$$

los factores de obstrucción o ensuciamiento r_{i_0} y r_o deben ser conocidos o estimarse con un criterio práctico basado en los datos de la operación. El término r_w se calcula a partir del espesor y la conductividad térmica de la pared metálica. R_{i_0} y R_o son funciones de la masa velocidad y de las propiedades físicas de los fluidos y para evaluarse se utilizan diferentes métodos de acuerdo al equipo y de la precisión requerida. Dichos métodos están en términos de h_{i_0} y h_o , en donde:

$$h_o = \frac{1}{R_o} \quad \text{Ecuaciones 6 y 7 respectivamente.}$$
$$h_{i_0} = \frac{1}{R_{i_0}}$$

Los términos “h” se conocen como los coeficientes de película.

Los términos de resistencia contienen una dimensión de área, ft^2 , que generalmente se refieren a la superficie en donde ocurre la resistencia. Pero como dichos términos deben

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

ser sumados para obtener la resistencia total, la dimensión de área de cada término debe referirse a la misma base. Esto racionaliza los términos y los hace aditivos. La norma seguida generalmente, es usar el área externa del tubo como la base para el cálculo y especificaciones de los intercambiadores. En la nomenclatura usual se indica por el subíndice “io”.

En la práctica deben de calcularse dos coeficientes totales, un coeficiente limpio, denominado “ U_c ”, y un coeficiente de servicio, denominado “ U_d ”. El coeficiente limpio es aquel que puede esperarse cuando el intercambiador es colocado por primera vez en servicio, antes de que ocurra el ensuciamiento de los tubos.

4.1.3 Área de transferencia de calor.

El área de transferencia de calor A , de un intercambiador se establece como la superficie externa de todos los tubos lisos, o el total de la superficie aletada de todos los tubos aletados en el haz tubular. Los factores inherentes que forman parte del interior del tubo, tales como la incrustación, el coeficiente de película, etc., deben ser corregidos por conveniencia, a las condiciones externas, para ser consistentes. Cuando no se establece a que área se refiere, convencionalmente se acepta que el área de transferencia de los intercambiadores de calor es el área externa de los tubos.

4.1.4 Diferencia de temperaturas.

La fuerza directriz del mecanismo de transferencia de calor es la diferencia efectiva de temperaturas, entre los fluidos caliente y frío. Esta diferencia es llamada ΔT_o y puede calcularse a partir de la diferencia real de temperaturas.

Para intercambiadores en donde el flujo de los fluidos caliente y frío es en contracorriente y/o paralelo, ΔT_o es igual a la Diferencia Media Logarítmica de Temperaturas $LMTD$. La cual puede calcularse con la siguiente ecuación:

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} \text{ Ecuación 8.}$$

En donde:

$T_1 - t_2$: Diferencia de temperaturas en un extremo del intercambiador (valor mayor).

$T_2 - t_1$: Diferencia de temperaturas en el otro extremo del intercambiador (valor menor).

Casi todos los diseños de intercambiadores se intentan con flujo a contracorriente. Sin embargo, en muchos equipos comerciales, el uso de múltiples pasos o de mamparas transversales en la coraza trae como consecuencia que el flujo de los fluidos sea parcialmente a contracorriente y parcialmente en paralelo. Como el flujo en paralelo da una menor LMTD que la de contracorriente, se debe aplicar el factor de corrección F_t para cuando el equipo tiene dos o mas pasos por los tubos o dos o mas pasos por la coraza o estén colocados en serie. El factor de F_t de corrección, es una función del diseño particular del equipo.

4.1.4.1 Temperatura calórica.

De las suposiciones dadas para la derivación de la LMTD, la que esta sujeta a mayor desviación es la que establece un coeficiente total de transferencia de calor U constante. Se sabe de antemano que el coeficiente de película se calcula a partir de las propiedades del fluido a la medida aritmética de las temperaturas entre la salida y la entrada. En el intercambio de calor fluido-fluido, el fluido caliente posee una viscosidad a la entrada que aumenta a medida que se enfría. El fluido frío a contracorriente entra con una viscosidad que disminuye a medida que se calienta. Entonces, como hay una terminal caliente y una fría, los valores de h_i y h_{i0} varían a lo largo del tubo para producir una U mayor en la terminal caliente que en la terminal fría.

Una solución sería tomar en cuenta las variaciones de U e integrar numéricamente dQ , el calor transferido sobre longitudes diferenciales de tubería, usando valores promedios de U de punto a punto en la ecuación diferencial. La suma daría $Q = U \cdot A \cdot \Delta T$ con poco error, pero sería un método muy tardado, y el aumento en exactitud de los resultados no compensaría la tardanza y el trabajo extra.

Colbourn desarrollo un método en el cual supone valores de variables de U suponiendo una variación lineal de U con la temperatura derivando una expresión de acuerdo para obtener la diferencia real de temperaturas. La razón de la LMTD para U constante y la diferencia verdadera de temperaturas variando U , se usa entonces como la

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

base para establecer un coeficiente total que sea el medio verdadero en lugar del medio aritmético.

Para calcular las temperaturas calóricas se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$t_c = t_{c2} + F_c \cdot (t_{c1} - t_{c2}) \text{ Ecuación 9.}$$

Y para el fluido frío:

$$t_f = t_{f1} + F_c \cdot (t_{f2} - t_{f1}) \text{ Ecuación 10.}$$

Donde F_c :

$$F_c = \frac{t_f - t_1}{t_2 - t_1} = \frac{t_h - t_1}{t_2 - t_1} \text{ Ecuación 11.}$$

Donde:

t_c : valor calórico del fluido caliente (°F).

t_{c1} : temperatura de entrada del fluido caliente (°F).

t_{c2} : temperatura de salida del fluido caliente (°F).

t_f : valor calórico del fluido frío (°F).

t_{f1} : temperatura de entrada del fluido frío (°F).

t_{f2} : temperatura de salida del fluido frío (°F).

F_c : factor de corrección en función de los coeficientes a la entrada y salida.

La relación F_c se evalúa de los coeficientes totales calculados a las temperaturas del lado frío y del caliente (terminales). Si existe una diferencia apreciable entre el coeficiente U_c y U_d , la LMTD no es la verdadera diferencia de temperaturas para contracorriente. Si se retiene la LMTD, debe compensarse utilizando un valor apropiado de U , a una temperatura apropiada, esta es la temperatura calórica.

4.1.4.2 Temperatura de pared.

La temperatura del tubo se calcula a partir de las temperaturas calóricas cuando h_i y h_o son conocidos. Si el fluido caliente va por fuera de los tubos y se considera la pared externa del tubo son igual a la promedio del tubo, entonces para calcular la temperatura de la pared basta con sustituir en la ecuación general de diseño:

$$Q = \frac{\Delta T}{\sum R} = \frac{T_c - t_c}{R_o + R_{io}} = \frac{t_w - t_c}{R_{io}} \text{ Ecuación 12.}$$

Resolvemos para t_w y reemplazando las resistencias por coeficientes de película:

$$t_w = t_c + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} \cdot (T_c - t_c) \text{ Ecuación 13.}$$

o

$$t_w = T_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} \cdot (T_c - t_c) \text{ Ecuación 14.}$$

Cuando el fluido caliente va por los tubos:

$$t_w = t_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} \cdot (T_c - t_c) \text{ Ecuación 15.}$$

o

$$t_w = T_c + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} \cdot (T_c - t_c) \text{ Ecuación 16.}$$

La temperatura de la pared del tubo, es utilizada para evaluar la viscosidad y efectuar la correlación corregida para la determinación del coeficiente de película.

4.1.5 Factores de ensuciamiento.

Las resistencias a la transferencia de calor por ensuciamiento son causadas principalmente por la suciedad, lodo, polímeros y otros depósitos que se forman en las paredes internas y externas del intercambiador mientras esta en servicio. Estos depósitos pueden variar en la naturaleza, textura, espesor, conductividad térmica, dificultad de remoción, etc. Aunque cuando el equipo esta recién instalado o limpio, el diseño practico es prevenir la reducción de la transferencia de calor a través de esos depósitos considerando

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

estas como resistencias al flujo de calor. Estas resistencias o factores de obstrucción no han sido determinados exactamente para muchos fluidos y combinaciones de metal. Para evaluarlos, se deben considerar el rango de temperaturas del fluido, el cual afecta el depósito, la superficie metálica que afecta la adherencia del depósito y la velocidad del fluido que pasa sobre el depósito el cual a una cierta velocidad pudiera remover los depósitos para reducir la incrustación u obstrucción.

Los factores de obstrucción se aplican como una parte del coeficiente total de transferencia de calor en ambos lados del equipo, utilizando el factor apropiado al material o fluido. Como regla general no se corrige el factor interno al área externa, debido a que no es conocido un grado de precisión en la medición del factor. Algunas veces solamente un factor se selecciona para representar ambos lados de las películas de resistencia o incrustaciones.

4.1.6 Caída de presión.

La caída de presión a través de un intercambiador se debe principalmente a dos factores:

- a. La fricción debido al flujo.
- b. Los cambios de dirección del flujo.

El diseño de un intercambiador de calor se basa en un balance económico entre el costo de la superficie del intercambiador y el costo de bombas y compresores. Esto se debe al hecho de que una gran masa velocidad a través del equipo da un coeficiente alto y un área de transferencia pequeña, pero también da una caída de presión muy grande que hace necesaria una bomba o compresor más caro.

Para evaluar la caída de presión en un intercambiador es necesario conocer los siguientes parámetros:

- a. Longitud efectiva de los tubos, l (ft).
- b. Diámetro externo de los tubos, d_o (in).
- c. Diámetro interno de los tubos, d_i (in).

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

- d. Arreglo geométrico de los tubos, triangula o cuadrado.
- e. Diámetro interno de la coraza, D_i (in).
- f. Diámetro externo de la coraza, D_e (in).
- g. Corte de la mamparas, l_c (in).
- h. Separación entre las mamparas, l_s (in).
- i. Número de franjas de sello por cada lado, N_{ss} .

A partir de esta información geométrica, todos los demás parámetros que se requieren para los cálculos de un intercambiador de calor, pueden ser estimados o calculados.

Sin embargo, si se tiene disponible otra formación específica adicional (claro entre tubos y mamparas) se deben utilizar los valores exactos de tales parámetros con el fin de obtener una mejor precisión de los cálculos.

4.1.6.1 Caída de presión por los tubos.

La ecuación $\Delta F = \frac{4 \cdot f \cdot G^2 \cdot l}{2 \cdot g \cdot \rho^2 \cdot D}$, (17), puede usarse para obtener la caída de presión

en los tubos, pero se aplica principalmente a un fluido isotérmico, Sider y Tate han correlacionado los factores de fricción para fluidos que se calientan o enfrían, en tubos. Esas correlaciones se grafican en forma adimensional y se usan en la ecuación:

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G^2 \cdot l \cdot n}{5.22E10 \cdot D_o \cdot S \cdot \Phi} \text{Ecuación 18.}$$

donde n es el número de pasos y l es la longitud total de la trayectoria en pies. No se dan desviaciones, pero la curva ha sido aceptada por T.E.M.A.

La caída de presión en tuberías puede ser calculada a partir de la ecuación 17, usando un valor apropiado de f , dependiendo del tipo de flujo.

4.1.6.2 Caída de presión en la coraza.

La caída de presión a través de la coraza de un intercambiador es proporcional al número de veces que el fluido cruza el haz entre los deflectores. También es proporcional a distancia a través del haz, cada vez que lo cruza. Usando una modificación a la ecuación 17 se puede obtener una correlación usando el producto de la distancia a través del haz,

tomando D , en pies como el diámetro interior de la coraza y el número de veces que el haz se cruza como $N + 1$, donde N es el número de deflectores. Si l es la longitud del tubo en pies.

Número de cruces, $N + 1 = \text{longitud del tubo, in/espaciado de los deflectores, in} = 12 \cdot l / B$.

Siempre habrá un número impar de cruces si las dos boquillas de la coraza están en lados opuestos de la misma, y un número par si las dos boquillas están en el mismo lado de la coraza. Con un espaciado de los deflectores estrecho, a intervalos convenientes de 6 in o menos, se puede omitir un deflector si el número de cruces no es un número entero. El diámetro equivalente usado para calcular la caída de presión es el mismo que para la transferencia de calor, se despreja la fricción adicional de la coraza. La ecuación isotérmica para la caída de presión para fluidos que se calientan o se enfrían y que incluye las pérdidas de entrada y salida es:

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot D_{\text{coraza}} \cdot (N + 1)}{2 \cdot g \cdot \rho \cdot D_{\text{equivalente}} \cdot \Phi} = \frac{f \cdot G^2 \cdot D_{\text{coraza}} \cdot (N + 1)}{5.22E10 \cdot D_{\text{equivalente}} \cdot S \cdot \Phi} \text{ Ecuación 19}$$

donde S es la gravedad específica del fluido. La ecuación 19 da la caída de presión en libras por pie cuadrado. La unidad común en ingeniería es libras por pulgadas cuadrada. Para permitir la solución directa de ΔP en lb/in^2 , se usan graficas especiales con factores de fricción dimensionales para el lado de la coraza, ft^2/in^2 .

4.1.7 Coeficientes de película.

Al definir los coeficientes de película en las ecuaciones 6 y 7, se dijo que estos son evaluados a partir de correlaciones existentes en la literatura. A continuación se presentan los modelos matemáticos generales utilizados para calcular dichos coeficientes, tanto del lado de los tubos (h_{i0}) como por la coraza (h_o).

4.1.7.1 Coeficientes de película del lado de los tubos.

La cantidad de calor transferido por convección forzada a un fluido incompresible, que viaja por una tubería de diámetro uniforme, con un flujo de masa constante, es función de la velocidad u , densidad ρ , calor específico C_p , conductividad térmica k y la viscosidad del fluido μ , así como el diámetro interno del tubo d_i .

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

La velocidad, viscosidad, densidad y el diámetro interno influyen en el espesor de la película del fluido que se forma en la pared del tubo, a través de la cual, debe ser conducido el calor; k es la conductividad térmica del fluido y el calor específico refleja la variación de la temperatura promedio del fluido. Mediante un análisis dimensional se llega a la siguiente expresión:

$$\frac{h_i \cdot d_i}{k} = \alpha \cdot \left(\frac{d_i \cdot u \cdot \rho}{\mu} \right)^a \cdot \left(\frac{Cp \cdot \mu}{k} \right)^b \text{ Ecuación 20}$$

rearrreglando la ecuación 20 se obtiene la expresión final:

$$h_i = \alpha \cdot \frac{k}{d_i} \cdot \left(\frac{d_i \cdot u \cdot \rho}{\mu} \right)^a \cdot \left(\frac{Cp \cdot \mu}{k} \right)^b \text{ Ecuación 21}$$

en donde la constante de proporcionalidad y los exponentes deben ser evaluados a partir de datos experimentales.

4.1.7.2 Coeficiente de película del lado de la coraza.

Quando el haz de tubos tiene mamparas para dirigir el flujo de la coraza a través de los tubos, desde la parte superior a la inferior y viceversa, o de uno a otro lado los coeficientes de transferencia son mayores que para un flujo libre a lo largo de los ejes de los tubos. Los mayores coeficientes de transferencia se originan por el aumento en la turbulencia del fluido.

En el coeficiente de película del lado de la coraza influyen varios factores que no fueron considerados en el cálculo del coeficiente del lado de los tubos y obviamente la correlación obtenida para fluidos en los tubos no es aplicable a fluidos sobre haces tubulares con mamparas segmentadas. Sin embargo, el establecimiento del modelo de correlación, se puede usar con una estructura similar que para el lado de los tubos.

4.1.8 Caída de presión y velocidades permisibles.

La selección de la caída de presión óptima involucra consideraciones sobre todo el proceso. Con el propósito de obtener mayores coeficientes de transferencia de calor, es necesario optimizar el arreglo de los fluidos con el fin de lograr altas velocidades que

Edgar Ortiz García

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

permitan utilizar en su totalidad la caída de presión permisible en el sistema y reducir el ensuciamiento.

Sin embargo, debe considerarse también los costos de operación de bombeo, que en el caso de la caída de presión muy alta, afectaría el costo final del equipo.

La selección de la caída de presión permisible varía entre algunos mm de Hg, en servicios de alto vacío, hasta varias centenas de lb/in² en procesos de alta presión. En algunos casos no resulta práctico utilizar toda la caída de presión disponible, ya que al resultar velocidades elevadas, pueden crear problemas de erosión. Por otra parte, diseñar unidades para caídas de presión pequeñas es a menudo poco económico debido a que las superficies requeridas para cumplir con el servicio se incrementan por los bajos coeficientes de transferencia de calor.

Para líquidos son recomendables velocidades de flujo en tubos de 3 a 10 ft/seg. En el caso de líquidos pesados es satisfactorio diseñar con velocidades del orden de 3 a 5 ft/seg.

Para los gases a presiones cercanas a la atmosférica, las velocidades recomendadas son del orden de 20 a 50 ft/seg. Para rangos de mayor presión se aplica el rango de 10 a 100 ft/seg.

Cuando el fluido por el lado de los tubos es agua, un parámetro importante es considerar la velocidad. El rango de velocidad recomendable, en términos generales, es de 3 a 8 ft/seg, ya que arriba de este rango se presentan problemas de erosión sobre la superficie del tubo, con velocidades menores de 3 ft/seg se tienen problemas de alta incrustación.

Algoritmo del Método de Kern para el Cálculo de Intercambiadores de Calor.

Calculo de un intercambiador 1 - 2.

Condiciones de proceso requeridas.

Flujo Caliente: $T_1, T_2, W, c, s, \mu, k, R_d, \Delta P$

Flujo Frío: $t_1, t_2, w, c, s, \mu, k, R_d, \Delta P$

Para el intercambiador se deben conocer los siguientes datos:

Lado de la coraza	Lado de los tubos
DI	Numero y longitud
Espaciado de los deflectores	DE, BWG y arreglo
Pasos	Pasos

1. Balance de calor $Q = WC(T_1 - T_2) = wc(t_2 - t_1)$

2. Diferencia verdadera de temperatura Δt :

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

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}, S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$F_T = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \frac{1 - S}{1 - RS}}{(R - 1) \ln \frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}}$$

$$\Delta t = LMTD \times F_T$$

3. Temperatura calórica T_c y t_c .

Fluido Caliente: lado de la coraza

4'. Área de flujo, $a_s = \frac{DI \times C'B}{144 P_T}, [ft^2]$

Fluido Frío: lado de los tubos

4. Área de flujo

$$a_t = \frac{No.tubos \times areade flujo / tubo}{No.depasos}$$

Edgar Ortiz García
“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

5'. Masa Velocidad, $G_s = \frac{W}{a_s} \left[\frac{lb}{h \cdot ft^2} \right]$

6'. Obtenga D_e de la ecuación,

$$D_e = \frac{4(P_T^2 - \pi d_o^2 / 4)}{\pi d_o} [in]$$

obtener μ , C_p a T_c

$$R_e = D_e G_s / \mu$$

7'. Obtener j_H de la gráfica correspondiente.

8'. A T_c obtener $C \left[\frac{btu}{lb \cdot ^\circ F} \right]$ y k

$$\left[\frac{btu}{h \cdot ft^2 \cdot (^{\circ}F / ft)} \right]$$

calcule $\left(\frac{C\mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}}$

9'. $h_o = j_H \frac{k}{D} \left(\frac{C\mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$

10'. Temperatura de la pared del tubo, t_w

$$t_w = t_c + \frac{h_o / \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)_s^{0.14}}{h_{io} / \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)_t^{0.14} + h_o / \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)_s^{0.14}} (T_c - t_c)$$

11'. Obtenga μ_w y $\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)_s^{0.14}$ de las graficas

$$a_i = \frac{N_i a'_i}{144n}, [ft^2]$$

5. Masa velocidad, $G_i = \frac{w}{a_i} \left[\frac{lb}{h \cdot ft^2} \right]$

6. Obtenga el d_i de los tubos.

7. Obtener j_H de la gráfica correspondiente.

8. A T_c obtener $c \left[\frac{btu}{lb \cdot ^\circ F} \right]$ y k

$$\left[\frac{btu}{h \cdot ft^2 \cdot (^{\circ}F / ft)} \right]$$

calcule $\left(\frac{C\mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}}$

9. $h_i = j_H \frac{k}{D} \left(\frac{C\mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$

10. Calcular $h_{io}, \frac{h_{io}}{\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)_t^{0.14}} = \frac{h_i}{\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)_t^{0.14}} \cdot \frac{Di}{De}$

11. Obtenga t_w de 10'.

correspondientes.

12'. Coeficiente

$$h_o = \frac{h_o}{\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)_s^{0.14}} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)_s^{0.14}$$

corregido,

Obtenga μ_w y $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)_s^{0.14}$ de las graficas

correspondientes.

12. Coeficiente corregido,

$$h_{io} = \frac{h_{io}}{\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)_t^{0.14}} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)_t^{0.14}$$

13. Coeficiente total limpio U_c :

$$U_c = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o}$$

14. Coeficiente total de diseño U_D : Obtenga la superficie externa/ft lineal a'' de la tabla correspondiente.

Área de transferencia de calor, $A = a'' LN_s$, [ft²]

$$U_D = \frac{Q}{A \Delta t} \left[\frac{btu}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F} \right]$$

15. Factor de obstrucción R_d :

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c U_D} \left[\frac{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}{btu} \right]$$

Si R_d iguala o excede al factor de obstrucción requerido, calcular la caída de presión.

Caída de Presión.

6'. Calcular el f , con el Reynolds del lado de la coraza. De la gráfica correspondiente o tabla.	6. Calcular el f , con el Reynolds del lado de los tubos. De la gráfica correspondiente o tabla.
---	--

<p>2'. No. de cruces, $N + 1 = 12 L/B$, donde b es el espacio entre los deflectores y L la longitud total de los tubos.</p>	$2. \Delta P_t = \frac{f G_t L n}{5.22 \times 10^{10} D_s \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)_t^{0.14}} \left[\frac{lb}{in^2} \right]$
$3'. \Delta P_s = \frac{f G_s^2 (N + 1)}{5.22 \times 10^{10} D_e \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)_s^{0.14}} \left[\frac{lb}{in^2} \right]$	<p>3. $\Delta P_y = \frac{4n V^2}{s 2g^2} \left[\frac{lb}{in^2} \right]$ donde s es la gravedad específica del fluido y g la aceleración gravitacional.</p> $\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_y \left[\frac{lb}{in^2} \right]$

Ejemplo:

Calculo de un intercambiador de keroseno-aceite crudo.

43 800 lb/h de una keroseno de 42° API salen del fondo de la columna de destilación a 390 °F y deben enfriarse a 200 °F mediante 149000 lb/h de un crudo de 34° API que vienen del tanque de almacenamiento a 100°F y se calientan a 170°F. Se permite una caída de presión de 10 lb/in² en las dos corrientes y un factor de obstrucción combinado de 0.003.

Se dispone para este servicio un intercambiador de 21.25 in DI que tiene 158 tubos de 1 in DE, 13 BWG y 16 ft de largo y están arreglados en cuadrado de 1.25 in de paso (pitch). El haz de tubos esta arreglado para cuatro pasos y los deflectores están espaciados a 5 in.

Será adecuado el intercambiador; ¿cuál es el factor de obstrucción?

Resolviendo.

Coraza.

DI = 21.25 in

Espaciado entre los deflectores = 5 in

Pasos = 1

Tubos.

Numero y longitud = 158, 16 ft

DE, BWG, paso = 1 in, 13 BWG, 1.25 in en cuadrado

Pasos = 4

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

1. Balance de calor:

$$\text{Keroseno, } Q = 43800 \cdot 0.605(390 - 200) = 5100000 \frac{\text{btu}}{\text{h}}$$

$$\text{Crudo, } Q = 149000 \cdot 0.49(170 - 100) = 5100000 \frac{\text{btu}}{\text{h}}$$

2. Δt :

Fluido caliente		Fluido frío		Diferencia
390	Alta temperatura	170		220
200	Baja temperatura	100		100
190	Diferencia	70		120

$(T_1 - T_2)$
 $(t_2 - t_1)$
 $(\Delta t_2 - \Delta t_1)$

$$LMTD = \frac{(390 - 170) - (200 - 100)}{\ln \frac{390 - 170}{200 - 100}} = 152.5^\circ F$$

$$R = \frac{390 - 200}{170 - 100} = 2.71; S = \frac{170 - 100}{390 - 100} = 0.241$$

$$F_T = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \frac{1 - S}{1 - RS}}{(R - 1) \ln \frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}} = 0.905$$

$$\Delta t = 152.5 \times 0.905 = 138^\circ F$$

3. T_c y t_c .

$$\frac{\Delta t_c}{\Delta t_h} = \frac{100}{220} = 0.455$$

$$K_c = 0.20 \text{ (El crudo controla)}$$

$$F_c = 0.42 \text{ de la gráfica correspondiente.}$$

$$T_c = 200 + 0.42 \cdot 190 = 280^\circ F$$

$$t_c = 100 + 0.42 \cdot 70 = 129^\circ F$$

Edgar Ortiz García

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

Puesto que el área de flujo tanto del lado de la coraza como de los tubos será casi igual, suponga que la corriente mayor fluye dentro de los tubos y empiece el cálculo del lado de los tubos.

Fluido Caliente: lado de la coraza

4'. Área de flujo,

$$a_s = \frac{DI \times C?B}{144P_T} = \frac{21.25 \cdot 0.25 \cdot 5}{144 \cdot 1.25} = 0.1475 [ft^2]$$

5'. Masa Velocidad,

$$G_s = \frac{W}{a_s} = \frac{43800}{0.1475} = 297000 \left[\frac{lb}{h \cdot ft^2} \right]$$

6'. Obtenga D_e de la ecuación,

$$D_e = \frac{4(P_T^2 - \pi d_o^2 / 4)}{\pi d_o} = \frac{4(1.25^2 - 3.1416 \cdot 1^2 / 4)}{3.1416 \cdot 1}$$

$$D_e = 0.99in = 0.0825ft$$

$$T_c = 280^\circ F$$

$$\mu = 0.97 \frac{lb}{ft \cdot h}$$

$$R_e = \frac{0.0825 \cdot 297000}{0.97} = 25300$$

7'. Obtener j_H de la gráfica correspondiente.

$$j_H = 93$$

8'. A $T_c = 280^\circ F$ obtener

$$C = 0.59 \left[\frac{btu}{lb \cdot ^\circ F} \right] y$$

$$k = 0.0765 \left[\frac{btu}{h \cdot ft^2 \cdot (^{\circ}F / ft)} \right]$$

Fluido Frío: lado de los tubos, crudo.

4. Área de flujo

$$a'_i = 0.515in^2 \text{ dato de tabla.}$$

$$a_i = \frac{N_i a'_i}{144n} = \frac{158 \cdot 0.515}{144 \cdot 4} = 0.141 [ft^2]$$

5. Masa velocidad,

$$G_i = \frac{w}{a_i} = \frac{149000}{0.141} = 1060000 \left[\frac{lb}{h \cdot ft^2} \right]$$

6. Obtenga el d_i de los tubos.

$$D_i = 0.81in = 0.0675ft$$

$$t_c = 129^\circ F$$

$$\mu = 8.7 \frac{lb}{ft \cdot h}$$

$$R_e = \frac{0.0675 \cdot 1060000}{8.7} = 8220$$

7. Obtener j_H de la gráfica correspondiente.

$$j_H = 31$$

8. A $t_c = 129^\circ F$ obtener

$$c = 0.49 \left[\frac{btu}{lb \cdot ^\circ F} \right] y$$

$$k = 0.077 \left[\frac{btu}{h \cdot ft^2 \cdot (^{\circ}F / ft)} \right]$$

$$\text{calcule } \left(\frac{C\mu}{k}\right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{0.59 \cdot 0.97}{0.0765}\right)^{\frac{1}{3}} = 1.95$$

$$9'. h_o = j_H \frac{k}{D} \left(\frac{C\mu}{k}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

$$\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} = 93 \frac{0.0765}{0.0825} \cdot 1.95 = 169$$

10'. Temperatura de la pared del tubo, t_w

$$t_w = t_c + \frac{h_o / \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)_s^{0.14}}{h_{io} / \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)_t^{0.14} + h_o / \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)_s^{0.14}} (T_c - t_c)$$

$$t_w = 129 + \frac{169}{109 + 169} (280 - 129) = 221^\circ F$$

$$11'. \text{ A } t_c = 221^\circ F, \mu_w = 1.36 \left[\frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{h}} \right]$$

$$\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)_s^{0.14} = \left(\frac{0.97}{1.36}\right)_s^{0.14} = 0.96$$

12'. Coeficiente corregido,

$$h_o = \frac{h_o}{\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)_s^{0.14}} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)_s^{0.14}$$

$$h_o = 169 \cdot 0.96 = 162 \left[\frac{\text{btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ F} \right]$$

13'. Coeficiente total U_c :

$$U_c = \frac{h_{io} \cdot h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{121 \times 162}{121 + 162} = 69.3 \left[\frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ F} \right]$$

$$\text{calcule } \left(\frac{C\mu}{k}\right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{0.49 \cdot 8.7}{0.077}\right)^{\frac{1}{3}} = 3.81$$

$$9. h_i = j_H \frac{k}{D} \left(\frac{C\mu}{k}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

$$\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} = 31 \cdot \frac{0.077}{0.0675} \cdot 3.81 = 135$$

$$10. \text{ Calcular } h_{io}, \frac{h_{io}}{\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)_t^{0.14}} = \frac{h_i}{\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)_t^{0.14}} \cdot \frac{Di}{De}$$

$$\frac{h_{io}}{\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)_t^{0.14}} = 135 \cdot \frac{0.81}{1.0} = 109$$

$$11. \text{ Obtenga } t_w = 221^\circ F, \mu_w = 3.63 \left[\frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{h}} \right]$$

$$\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)_t^{0.14} = \left(\frac{8.7}{3.63}\right)_t^{0.14} = 1.11$$

12. Coeficiente corregido,

$$h_{io} = \frac{h_{io}}{\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)_t^{0.14}} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)_t^{0.14}$$

$$h_{io} = 109 \cdot 1.11 = 121 \left[\frac{\text{btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ F} \right]$$

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

14. Coeficiente total de diseño U_d :

$$a'' = 0.2618 \left[\frac{ft^2}{ft} \right]$$

Superficie total, $A = 158 \times 16 \times 0.2618 = 662 ft^2$

$$U_d = \frac{Q}{A \cdot \Delta t} = \frac{5100000}{662 \cdot 138} = 55.8 \left[\frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F} \right]$$

15. Factor de obstrucción R_d :

$$R_d = \frac{U_c - U_d}{U_c \cdot U_d} = \frac{69.3 - 55.8}{69.3 \cdot 55.8} = 0.00348 \left[\frac{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}{Btu} \right]$$

Como el R_d calculado es mayor que el requerido se procede a calcular la caída de presión

1'. Para $Re_s = 25300$

$$f = 0.00175 ft^2/in^2$$

$s = 0.73$, valores obtenidos de las gráficas correspondientes

$$D_s = 21.25/12 = 1.77 ft$$

2'. Número de cruces, $N + 1 = 12 L/B$

$$= 12 \times 16/5 = 39$$

$$\begin{aligned} \Delta P_s &= \frac{f \cdot G_s^2 \cdot D_s \cdot (N+1)}{5.22 \cdot 10^{10} \cdot D_e \cdot s \cdot \phi_s} \\ &= \frac{0.00175 \cdot 297000^2 \cdot 1.77 \cdot 39}{5.22 \cdot 10^{10} \cdot 0.0825 \cdot 0.73 \cdot 0.96} = 3.5 \left[\frac{lb}{in^2} \right] \end{aligned}$$

$$\Delta P_s = 10 \left[\frac{lb}{in^2} \right] \text{ permitida}$$

1. Para $Re_s = 8220$

$$f = 0.000285 ft^2/in^2$$

$s = 0.83$, valores obtenidos de las gráficas correspondientes

$$\begin{aligned} \Delta P_t &= \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{5.22 \cdot 10^{10} \cdot D \cdot \phi_t} \\ &= \frac{0.000285 \cdot 1060000^2 \cdot 16 \cdot 4}{5.22 \cdot 10^{10} \cdot 0.0675 \cdot 0.83 \cdot 1.11} \\ &= 6.3 \left[\frac{lb}{in^2} \right] \end{aligned}$$

$$3. G_t = 1060000; \frac{V^2}{2g} = 0.15$$

$$\Delta P_\gamma = \frac{4n}{s} \frac{V^2}{2g^2} = \frac{4 \cdot 4}{0.83} \cdot 0.15 = 2.9, \left[\frac{lb}{in^2} \right]$$

$$4. \Delta P_T = 6.3 + 2.9 = 9.2 \left[\frac{lb}{in^2} \right]$$

$$\Delta P_T = 10 \left[\frac{lb}{in^2} \right] \text{ permitida}$$

Nota: El intercambiador satisface con el factor de incrustación, así como también con la caída de presión, por lo tanto, si satisface las necesidades para lo que se le requieren.

Programación

6.1 Programación Modular

Se presentará la técnica describiendo el programa de cálculo de intercambiador de calor creado para cubrir los objetivos de la tesis.

6.2 Descripción general

Técnica cuyo objetivo es dividir tareas complejas en subtareas más sencillas de analizar y reproducir, ésta es una de las características de análisis de proceso, dividir un proceso complejo en subprocesos.

Cada subtarea constituye una subrutina o módulo independiente que por su estructura puede ser adicionada o integrada a tareas diversas.

Una subtarea es una parte de la tarea que es analizada y programada en forma aislada sin que necesariamente se considere su procedencia, de tal manera que puede formar parte de cualquier tarea en donde se requiera su contribución.

Una tarea posee acciones que son realizadas en otras tareas, acciones comunes que sugieren su programación separada, para crear un módulo o subrutina que se pueda incluir con facilidad en cualquier programa que lo requiera.

Este módulo puede ser un programa completo que, durante la ejecución de un segundo programa que requiere su servicio lo enlace, se transfiera a él, lleve a cabo las actividades del módulo y retorne al programa de llamado, para continuar con las acciones de este segundo. O bien, el módulo puede ser subrutina general que sea insertada en el segundo programa al estarlo creando.

Edgar Ortiz García

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

De ambas maneras se puede lograr el mismo efecto y producir los resultados deseados.

Una Subrutina (FORTRAN) está representada por PROCEDURES en los lenguajes PASCAL, C, o BASIC.

Las subrutinas que proveen los lenguajes de programación fueron incluidas para evitar programación de actividades que se repiten en distintas partes de un programa, éstas se agrupan en una o más subtareas que son ejecutadas en distintas partes del programa.

En Simulación de Procesos Químicos se planeaba cada equipo como una subtask representada por una Subrutina, la propiedad que poseen las subrutinas de utilizar memorias dinámicas que son ocupadas mientras se está procesando y que son liberadas cuando sale y retorna al programa principal, hacía posible la programación de muchos equipos, aún cuando existían problemas de compilación por lo extenso del programa en cuanto a número de líneas, problemas que se resolvía con técnicas de overlay o con técnicas de inclusión de archivos para crear el programa objeto.

Pascal provee la capacidad de crear Unidades, cada unidad es un programa independiente con sus propias subrutinas (procedimientos) y que da facilidad para incluirlo en un programa principal, las rutinas de cada equipo pueden ser distribuidas en unidades y simplificar la creación del Simulador.

Pascal provee la capacidad para crear objetos que son elaborados a partir de procedimientos aislados o de objetos que pueden ser unidades, la programación orientada a objetos facilita aún el manejo de subtareas.

Cada módulo o subtask puede ser un objeto con características propias, la programación modular es simplificada con el uso de objetos. En esta tesis dado que sólo es

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

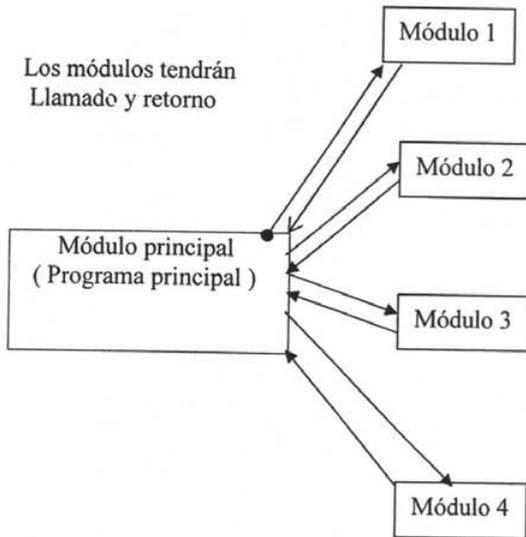
un equipo, no hubo problemas en cuanto utilizar procedimientos agrupados en unidades y procedimientos directos incluidos en el programa principal.

6.3 Estructura de un programa modular

Un programa modular contendrá un programa principal o módulo principal y subprogramas o módulos auxiliares. El programa principal tendrá el control del proceso y activará (llamará) en el orden, que corresponda a la secuencia de cálculo, a cada una de la subrutinas o módulos auxiliares.

Al terminar de realizar las actividades de un módulo auxiliar el control del proceso retornará al programa principal, en la actividad siguiente a la de llamado del módulo.

Actividad siguiente según el orden de ejecución de actividades.



Control del proceso de cálculo:

Edgar Ortiz García

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

El programa principal enlazará a cada módulo.

El módulo retornará al programa principal.

El programa principal será un programa común con sus instrucciones de llamado a procedimientos o funciones internas al programa, a procedimientos o funciones externas contenidas en unidades o actuación de objetos.

6.4 Módulos típicos utilizados en diversos programas

a).- Módulo de edición

El suministro de datos (captura) de teclado al proceso es una actividad que está incluida en la gran mayoría de las tareas. Esta captura puede, por la cantidad de datos, llevarse a cabo por columnas, por renglones o datos dispersos en la pantalla.

EDCAMPOS es una unidad cuya función es capturar o desplegar datos en pantalla, siendo posible diseñar formas de captura para manejadores de bases de datos.

b).- Módulo de presentación y manejo de línea Menú

Una línea de menú está integrada por identificadores de acciones que el usuario puede seleccionar para que se realicen. Por lo general están agrupadas en grupos de acciones, cada grupo u opción desplegará el conjunto de acciones que contiene, cada acción se le denomina subopción.

Una subopción será una subtarea concreta que se desea realizar.

Edgar Ortiz García

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

A través de una lista de menú se podrá ir desarrollando la tarea, con la participación del usuario para que vaya decidiendo el qué hace el procesador a continuación.

Esto permite tener un control en programas elaborados modularmente.

CREAMENU es una unidad cuya función es desplegar y manejar una lista de menú.

c).- Módulo de construcción de gráficas

En muchos procesos se requiere una presentación gráfica de resultados, la unidad FQGRAF sirve para estos casos. En el programa del usuario se programarán las características de la gráfica qué datos presenta.

d):- Módulo de Métodos Numéricos

Este módulo se utiliza menos frecuente, por lo general los métodos son sencillos de incluir directamente al programa.

La unidad MALGEBRA es un compilador de expresiones algebraicas que permite leer de teclado o disco estructuras algebraicas que introduce o produce. Esta unidad contiene Métodos Numéricos para ser utilizados en cualquier tarea.

6.5 Programa Modular INTERCAM

Es el programa que constituye el objetivo principal de esta tesis. A continuación describiremos cómo está constituido, qué módulos contiene y la función de cada uno.

El módulo principal coordinará el llamado de cada módulo auxiliar a través de un menú. Su página o página principal presenta la siguiente forma:

Edgar Ortiz García
“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

Datos_de_proceso Propiedades_fisicas Evaluación_intercambiador x
 Archivo: Nuevo
 (De las 6 variables temperaturas y flujos, podría faltar alguna de ellas)

Variables de proceso	Fluido caliente	Fluido frío
Temperatura de entrada(°F)	0.00	0.00
Temperatura de salida(°F)	0.00	0.00
Flujo de entrada(lb/hr)	0.00	0.00
Caída de presión(psi)	0.00	0.00
Factor incrustación(hr ft ² °F/Btu)	0.00000	0.00000

Ctrl_E Edita calor cambio de fase (Btu/lb)

Fluido caliente : (Flujo Coraza)

Fluido frío : (Flujo Tubos)

===== Descripción del intercambiador =====

--- Intercambiador de Tubo y coraza.

Arreglo : En cuadro, Numero Pasos coraza : 1, Número pasos tubos : 1

Coraza : Diámetro interno coraza = , Número de tubos = 0

Tubos : Diámetro externo = , Diámetro interno =

Longitud de tubos (pies) : 0.00 , Calibrador BWG = 0

Tamaño de paso (PITCH) = , Espaciado mamparas (pulg) :

Ctrl_B Especifica_Intercambiador_base

Descripción:

En la parte superior se observa la línea de menú que controlará las operaciones que pueden realizarse desde esta página.

Datos_de_proceso Propiedades_fisicas Evaluación_intercambiador x

Describiremos posteriormente cada una de las opciones.

Enseguida presenta una tabla de captura de datos en la cual se especifican las condiciones (variables) de operación del fluido caliente y del fluido frío.

Variables de proceso	Fluido caliente	Fluido frío
Temperatura de entrada(°F)	0.00	0.00
Temperatura de salida(°F)	0.00	0.00
Flujo de entrada(lb/hr)	0.00	0.00

De estos 6 valores puede omitir alguno de ellos a menos que, en conjunto, cumplan con el balance de energía. Si suministra 5 valores el sexto lo calcula mediante el balance de energía. Lo recomendable es suministrar 5 valores y dejar uno en 0.00

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

En la parte inferior coloca información sobre el tipo de intercambiador seleccionado y que utilizará para calcular el área de intercambio y verificar si cumple con las condiciones de flujo y de intercambio de calor.

El tipo de intercambiador se especifica en la primera opción de la línea de menú, Datos_de_proceso.

Para realizar la evaluación del intercambiador también requerirá de propiedades físicas, capacidad calorífica, conductividad térmica, densidad y viscosidad. Para la captura de estas propiedades deberá utilizar la segunda opción Propiedades_fisicas.

Con los datos completos, Variables de operación, Tipo de intercambiador y Propiedades físicas se aplica la tercera opción Evaluación_intercambiador en la cual, se realizan los cálculos necesarios para verificar si el intercambiador seleccionado cumple con todos los requisitos de proceso.

6.5.1 Descripción de cada subopción (módulos auxiliares) de la línea de menú

Al activar Datos_de_proceso muestra las actividades escritas dentro del marco de raya doble.

Datos_de_proceso	Propiedades_fisicas	Evaluación_intercambiador	x
VARIABLES DE OPERACIÓN	ras y flujos, podría faltar alguna de ellas)		
DETALLES DE INTERCAMBIADOR		Fluido caliente	Fluido frío
Nuevo (inicia_nuevos_datos)		0.00	0.00
Leer		0.00	0.00
Grabar	u)	0.00000	0.00000
Salir	Ctrl_E Edita calor cambio de fase (Btu/lb) aza)		

VARIABLES DE OPERACIÓN retornará el cursor al interior de la tabla de captura de variables de operación.

Edgar Ortiz García

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

Detalles intercambiador: Entra al módulo Detalles_Intercambiador, definición del tipo de intercambiador.

Nuevo: Borra el contenido de la tabla de datos de variables de operación y las características del intercambiador para iniciar una nueva selección.

Leer: Lee variables de operación, características de intercambiador y propiedades físicas de un diseño o evaluación grabada en disco.

Grabar: Graba en disco variables de operación, características de intercambiador, propiedades físicas para el par de fluidos que se estén manejando en una evaluación determinada. En una nueva sesión bastará leer este archivo para someter a evaluación el intercambiador.

Salir: Finaliza, sale del programa Intercam.

Al activar Propiedades físicas muestra las actividades siguientes, escritas dentro del marco de raya doble.

Datos_de_proceso	Propiedades_fisicas	Evaluación_intercambiador	x
Archivo: Nuevo (De las 6 variable	Edita valores de propiedades Físicas, evalúa constantes para el modelo de cada una de las propiedades.	faltar alguna de ellas)	
Variables de		Fluido frío	
Temperatura de		0.00	

La descripción de lo que realiza el módulo de propiedades físicas está resumida en cuatro renglones dentro del marco, cualquier renglón que elija conducirá al inicio de este módulo.

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

Finalmente al activar el módulo Evaluación intercambiador le presentará las actividades mostradas dentro del marco:

Datos_de_proceso	Propiedades_fisicas	Evaluación intercambiador	x
Archivo: Nuevo			
(De las 6 variables temperaturas y flujos		Calcula área intercambiador)
Variables de proceso	Fluido	Acerca del autor	
Temperatura de entrada(°F)	0	Ayuda (descripción CyT)	
Temperatura de salida(°F)	0		

Con cuyos títulos quedan descritas qué acciones realizarán.

6.6 Características de una presentación tipo menú

A través de la lista de opciones y subopciones se identifican los módulos que contienen el programa, lo que lo transforma en todo un sistema de flujo del proceso de cálculo. La opción y subopción que se seleccione activará el módulo que le corresponda, para que realice su parte de la tarea.

Cada módulo identificado por el menú a su vez podría estar integrado por otros módulos que, a partir de otro menú serían seleccionados y activados. Mediante la selección de módulos a través de un menú se va integrando la tarea, haciéndola por partes. Se tendrá una secuencia o procedimiento de qué hacer para que se obtenga resultados lógicos.

Este funcionamiento es la base de los Lenguajes que crean formularios en los que gráficamente se van instalando las opciones y lo que falta es, si la opción no es parte de utilería, crear la subrutina que realice la subtarea.

Edgar Ortiz García

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

6.7 Descripción de módulos requeridos en la evaluación del intercambiador

Se presentarán las dos opciones que necesariamente deberán ser activadas antes de evaluar el intercambiador.

A).- Detalles_intercambiador

B).- Propiedades_físicas.

El orden en que se realicen no importa, primero puede describir el intercambiador o primero suministrar valores de propiedades físicas.

6.7.1 Módulo Detalles_intercambiador

Al entrar a este módulo presentará su página de captura de datos y activación de actividades o subtareas (módulos dentro del módulo auxiliar).

Dependiendo de que tipo de intercambiador esté preseleccionado será la forma de captura que presente.

Edgar Ortiz García

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

A) .- Forma para Intercambiador de Tubo y coraza

Tipo de intercambiador : Tubo_y_coraza Doble_tubo Salir x

```

Características del Intercambiador de Calor
      Tipo Tubo y Coraza
      Especificaciones del lado de tubos
      -----
Número de pasos :1
Número de tubos :0
Diámetro interno (pulgadas) :
Diámetro externo (pulgadas) :
Longitud (pies) :0.000
Calibrador (BWG) :0

      Especificaciones del lado de la coraza
      -----
Número de paso :1
Diámetro interno (pulgadas) :
Arreglo :En cuadro
Pitch (pulgadas) :
Espaciado Mamparas (pulgadas) :

**Tablas auxiliares para
definir Intercambiador :

| Pasos, no.tubos,diám. |
| *coraza_Tubo          |

[Ctrl_S]Salir      [Ctrl_T]Tubos_BWG
```

La línea de menú le permite seleccionar el tipo de intercambiador. Tubo_y_coraza o Doble_tubo.

Y adicionalmente está la tercera opción para salir de este módulo y retornar al programa o módulo principal.

Observe el tipo de datos que le solicita, estos puede leerlos de las tablas incluidas y que pueden ser activadas directamente con mouse o con teclas Alt T (tablas auxiliares) o Alt P (Pasos, no.tubos ...).

En las tablas obtendrá datos para el calibrador correspondiente (BWG, IPS),

La forma la podrá llenar con datos externo que tenga disponibles o utilizando las tablas auxiliares.

Edgar Ortiz García
“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

B).- Forma para Intercambiador de Doble_tubo

Tipo de intercambiador : Tubo_y_coraza Doble_tubo Salir x

```

                                Intercambiador de Calor Doble Tubo

    --- Especificaciones tubo interno --- [ Utiliza tabla ips ]

    Diámetro interno (pulgadas) :
    Diámetro externo (pulgadas) :

    --- Especificaciones Tubo externo --- [ utiliza tabla Ips ]

    Diámetro interno (pulgadas) :
    Diámetro externo (pulgadas) :

    Longitud de tubo (pies) :0.000
    (2 tubos forman una Horquilla)

    [Ctrl_S]Salir [Ctrl_P]Arreglo_serie_paralelo

    ***Tabla auxiliar para
    especificar diámetros.
    Tubería de acero (IPS)
```

Como en el caso de Tubo y coraza, los datos podrá suministrarlos directamente con información externa o utilice la tabla auxiliar.

Para seleccionar arreglo serie_paralelo presione ctrl P active directamente con mouse.

Las opciones incluidas en la línea de menú le permiten cambiar de tipo de intercambiador, para que la forma de captura corresponda al tipo seleccionado.

Los módulos correspondientes a cada tipo de intercambiador además de la, descripción de la forma de captura, contienen los datos de las tablas auxiliares obtenidas del KERN (Procesos de Transferencia de Calor).

Edgar Ortiz García
“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

6.7.2 Módulo Propiedades físicas

El cálculo de los coeficientes de transferencia de calor requiere de los valores de capacidad calorífica, conductividad térmica, densidad y viscosidad. El módulo propiedades físicas realiza la captura de estos datos o lee de un archivo, si dispone de un banco de substancias.

6.7.2.1 Modelos para propiedades físicas

Si únicamente es un dato para cierta propiedad, este dato lo considera constante para cualquier temperatura. Si son dos o más datos, utilice el módulo de ajuste (regresión lineal) para obtener una ecuación; esta ecuación la utilizará para evaluar la propiedad a la temperatura que se requiera en el cálculo del intercambiador.

El método de KERN evalúa una temperatura en la pared del intercambiador. Una del lado de los tubos y otra del lado de la coraza.

Con la temperatura de pared evalúa la temperatura calórica para cada lado. Estas temperaturas las utiliza en la evaluación de cada coeficiente individual de transferencia de calor, con estos evalúa el coeficiente global de transferencia de calor y finalmente el área de transferencia.

Para realizar los cálculos anteriores requiere de una ecuación, una para cada propiedad, en función de la temperatura. Una para capacidad calorífica, una para conductividad térmica, una para densidad y una para viscosidad. De otra manera utilizará un valor constante que también deberá suministrar.

A partir de dos o más datos podrá sugerir un modelo, los que el sistema maneja son:

- a).- Polinomial
- b).- Logarítmico
- c).- Exponencial
- d).- De potencia (incluido para viscosidad)

Edgar Ortiz García
“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

Con los datos, mediante regresión lineal evalúa los coeficientes o parámetros del modelo (estimación de parámetros).

Con los coeficientes evaluados o con un solo valor, podrá retornar al módulo principal para evaluar el intercambiador.

6.7.3 Presentación, tabla de captura y menú de control de módulos del módulo propiedades físicas

Al activar, en el módulo principal (página principal) la opción Propiedades_físicas, entrará a su módulo y desplegará la siguiente pantalla:

```

Archivo de propiedades      Edición      estimación de Parámetros      x
Directorio base: C:\ZZ\CAMBCOR\
Archivo: Sin nombre
[ Nombre de la substancia ]      Corriente a la que corresponden los datos :
* Debe suministrar nombre      <<< Corriente caliente >>>
    
```

T (°F)	Cp (Btu/lb°F)	T (°F)	k (Btu/h pie °F)	T (°F)	sg 60F/60F	T (°F)	Viscosidad centipoise

Modelo Cp : P Modelo k : P Modelo sg : P Modelo viscosidad : P
 (información que utiliza para estimar parámetros de modelos)
 Col. 01/08 Reg. 01/01

La hoja mostrada contiene línea de menú, 4 renglones de información y la tabla de captura. En la parte inferior le indica qué modelos están preseleccionados para el ajuste de modelo, P significa polinomial.

Edgar Ortiz García
“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

6.7.3.1 Línea de Menú

Sus opciones son:

Archivo de propiedades Edición estimación de Parámetros x

Nota: Las actividades de cada opción se muestran en su formato de despliegue en el módulo.

A).- Opción Archivo de propiedades

Lea cada una de las actividades que contiene, es lo que podrá realizar con esta opción.

Archivo de propiedades	Edición	estimación de Parámetros				x	
Nuevo	BCOR\						
Abrir			Corriente a la que corresponden los datos : <<< Corriente caliente >>>				
Grabar			k (Btu/h pie °F)	T (°F)	sg 60F/60F	T (°F)	Viscosidad centipoise
Cambiar directorio base							
Edita propiedades de corriente Fria							
Salir							

Nuevo, Abrir, Grabar corresponden al manejo de archivo. Iniciar uno nuevo, leer de disco o grabar el contenido de la tabla de captura.

Cambiar de directorio base: Se refiere al directorio en el que se buscará el archivo para leer o bien en qué directorio se grabará.

En la parte superior de la tabla le indica si los datos corresponden al fluido caliente o al fluido frío.

Con la actividad Edita propiedades de ... podrá cambiar al fluido frío o al fluido caliente, dependiendo de cual esté seleccionado.

Edgar Ortiz García
“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

Salir: Retorna al módulo principal.

B).- Opción Edición

Archivo de propiedades Edición estimación de Parámetros x

Directorio base: C:\ZZ\CAMB
 Archivo: Sin nombre
 [Nombre de la substancia]
 * Debe suministrar nombre

T (°F)	Cp (Btu/lb°F)	T (°F)		T (°F)	Viscosidad centipoise	P

Retornar a tabla de datos
 elimina Celda
 elimina Renglón
 Inserta celda
 Inserta renglón
 Copia columna actual en ...

penden los datos :
>>

Las actividades, todas de soporte de edición, están escritas dentro del marco de doble raya.

Son actividades auxiliares para ayudar en la labor de edición (creación, borrado, modificación de texto).

En la tabla estará editando números que corresponderán a valores de propiedades, la edición estará limitada a números, esto es a través de la unidad EDCAMPOS.

C).- Opción estimación de Parámetros

Archivo de propiedades Edición estimación de Parámetros x

Directorio base: C:\ZZ\CAMBCOR\
 Archivo: Sin nombre
 [Nombre de la substancia]
 * Debe suministrar nombre

T (°F)	Cp (Btu/lb°F)	T (°F)	k (Btu/h pie °F)	(°F) 60F/60F (°F)	centipoise	P

Tipos de modelos para estimar ctes
 Calcula las ctes para cada modelo
 (Evaluación por regresión lineal)

Corrien
<<< Co

1).- Actividad Tipos de modelos para estimar constantes le permitirá seleccionar qué modelo utiliza para el ajuste de datos, este módulo presenta la siguiente forma:

Edgar Ortiz García
“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

Modelos para propiedades físicas
 Estimación de parámetros (regresión lineal)

Cap.calorífica(cp) :P P = Polinomial
 Cond.térmica(k) :P L = Logarítmico
 Specific gravity(sg) :P E = Exponencial
 Viscosidad(μ) :P N = de potencia

[Aceptar] [Cancelar]

Seleccione el tipo de modelo escribiendo en cada propiedad la letra correspondiente.

2).- Actividad calcula las constantes para cada modelo entra al módulo de regresión lineal, le presenta el siguiente menú:

Estimación de constantes de los modelos de propiedades físicas
 Evalúe ctes modelo(s) de: x

<<< Corriente caliente >>>					
	k	T	sg	T	Viscosidad
	pie °F)	(°F)	60F/60F	(°F)	centipoise
Capacidad calorífica (cp)					
Conductividad térmica (k)					
Specific gravity (sg)					
Viscosidad (μ)					
Las 4 Propiedades (cp,k,sg, μ)					
Salir					

Para el fluido que esté seleccionado (fluido caliente, fluido frío) se realizará la evaluación de una o de las cuatro propiedades.

Como resultados de la regresión le presentará el valor de cada constante que forme parte del modelo, porcentajes de aproximación y coeficiente de correlación.

Edgar Ortiz García

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

Estos valores de los parámetros los conservará para realizar la evaluación del intercambiador de calor.

6.8 Descripción del módulo Calcula área del Intercambiador, activado por la opción Evaluación_intercambiador de la página Principal

Cuando ya estén especificados el tipo de intercambiador (detalles del intercambiador) y las propiedades físicas, podrá activar esta opción para evaluar el área de transferencia.

Este módulo despliega información durante su procesamiento, a continuación se mostrarán en su secuencia de aparición.

6.8.1 Selección del lado de flujo del fluido caliente

El fluido caliente puede fluir por la coraza o por los tubos, la siguiente forma o pantalla que despliega el programa es tratando de auxiliar al usuario para que decida, aún cuando podría hacer la prueba haciendo una corrida para cada lado.

A).- Información sobre cargas térmicas en ambos fluidos.

Esta servirá para verificar si se cumple el balance general de energía. Las cargas térmicas de los fluidos deben tener el mismo valor. Si considera que el % de error de la diferencia entre las cargas es muy grande, retorne al módulo principal y de los seis valores (temperaturas y flujos) borre alguno quizá un flujo. Repita la evaluación del intercambiador.

B).- Áreas de flujo (coraza, tubos).

C).- Flujo, Caída de presión permisible, Factor de incrustación, para el fluido caliente y para el fluido frío.

Edgar Ortiz García
“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

6.8.2 Temperatura de pared y Temperatura calórica.

Verificación si el Intercambiador cumple con los requerimientos térmicos.

Datos requeridos para Temp. pared	Resultados
----- Terminal (extremo) caliente -----	Intercambiador Tubo y coraza 1_4
Coraza :	Coraza :
Número de Reynolds = 18165.05	Temperatura calórica = 295.00 °F
Número de Prandtl = 7.47	Número Reynolds = 18165.05
	Número Prandtl = 7.47
	ho = 199.95 Btu/hr pie ² °F
Tubos :	Tubos :
Número de Reynolds = 8167.26	Temperatura calórica = 135.00 °F
Número de Prandtl = 55.80	Número Reynolds = 8167.26
----- Terminal (extremo) fría -----	Número de Prandtl = 55.80
Coraza :	hio = 127.67 Btu/hr pie ² °F
Número de Reynolds = 18165.05	
Número de Prandtl = 7.47	
	Coefficientes de transferencia de calor :
Tubos :	Uc = 77.919 Btu/hr pie ² °F
Número de Reynolds = 8167.26	Ud = 55.783 Btu/hr pie ² °F
Número de Prandtl = 55.80	
-----	LMTD_corregida = 135.711 °F
Temp. pared tubos = 232.65 °F	Area externa tubos = 55.783 pies ²
Rd_Calculado = 0.00509 ; Rd_requerido = 0.00300	
El intercambiador cumple con requerimientos térmicos.	
Enter Aceptar	

Con el valor calculado de la temperatura de pared de los tubos, calcula las temperaturas calóricas en la coraza y en los tubos, con las cuales estima los coeficientes de transferencia de calor individual.

Con los coeficientes individuales de transferencia de calor y los factores de incrustación evalúa el coeficiente Global de transferencia de calor de diseño.

Con el coeficiente de transferencia de calor de diseño U_d ,

El área de transferencia de calor y la LMTD corregida, calcula un factor total de incrustación que compara con el permisible. El calculado (el que toleraría del equipo) debe ser mayor que el permisible, no debe ser mucho mayor porque el equipo estaría sobrediseñado.

Edgar Ortiz García
“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

6.8.3 Caída de presión

Tomando en cuenta las distintas contribuciones evalúa la caída de presión total para el lado de los tubos y para el lado de la coraza.

Compara con los valores permitidos y acepta o rechaza el intercambiador propuesto.

La forma desplegada en este módulo es la siguiente :

Evaluación de caída de presión

x

```
---- Lado de la coraza ----  
Factor de fricción = 0.001839  
Caída de presión coraza = 4.87982 lbf/pulg2  
Caída de presión máxima permisible = 10.000 lbf/pulg2  
*** Cumple con requerimientos de presión.
```

```
---- Lado de los tubos ----  
Factor de fricción = 0.000286  
Caída de presión tubos = 6.96189 lbf/pulg2  
Caída de presión de regreso = 2.85161 lbf/pulg2  
Caída de presión total = 9.81350 lbf/pulg2  
Caída de presión máxima permisible = 10.000 lbf/pulg2  
Cumple con requerimientos de caída de presión.
```

Puede finalizar o repetir presentación de resultados.

Enter Salir Ctrl_R Repetir

6.8.4 Aceptación o Rechazo del Intercambiador

El intercambiador propuesto para un cierto sistema de intercambio de calor, deberá cumplir con los requerimientos térmicos y los requerimientos de caída de presión. Esta es la información que el programa genera.

Si un intercambiador es rechazado deberá probar, dependiendo de las condiciones de flujos, cambiando el lado de flujo del fluido caliente. De otra manera, deberá proponer

Edgar Ortiz García
“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

otro Intercambiador retornando al módulo principal y a través de de Datos_de_proceso entrar al módulo Detalles_intercambiador.

Dependiendo de la carga térmica podrá optar por un Intercambiador de Doble Tubo o un Intercambiador de Tubo y Coraza. Acá deberá utilizar sus criterios de analista de proceso.

En el siguiente capítulo se aplicará este programa para resolver diferentes problemas, con el objetivo de que el usuario se familiarice con las formas desplegadas, con cada línea de menú y los módulos cuyos efectos y manejo son visibles.

6.9 Programación Orientada a Objetos.

La Programación Orientada a Objetos (POO ú OOP según siglas en ingles) es una metodología de diseño de software y un paradigma de programación que define los programas en términos de “clases de objetos”, objetos que son entidades que combinan estado (es decir, datos) y comportamiento (esto es, procedimientos o métodos). La programación orientada a objetos expresa un programa como un conjunto de estos objetos, que se comunican entre ellos para realizar tareas. Esto difiere de los lenguajes procedurales tradicionales, en los que los datos y los procedimientos están separados y sin relación. Estos métodos están pensados para hacer los programas y módulos más fáciles de escribir, mantener y reutilizar.

Origen.

Los conceptos de la programación orientada a objetos tienen origen en Simula 67, un lenguaje diseñado para hacer simulaciones, creado por Ole-Johan Dahl y Kristen Nygaard del Centro de Cómputo Noruego en Oslo. Según se informa, la historia es que trabajaban en simulaciones de naves, y fueron confundidos por la explosión combinatoria de cómo las diversas cualidades de diversas naves podían afectar unas a las otras. La idea ocurrió para agrupar los diversos tipos de naves en diversas clases de objetos, siendo responsable cada clase de objetos de definir sus *propios* datos y comportamiento. Fueron refinados más tarde en Smalltalk, que fue desarrollado en Simula en Xerox PARC pero diseñado para ser un sistema completamente dinámico en el cual los objetos se podrían

Edgar Ortiz García

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

crear y modificar "en marcha" en lugar de tener un sistema basado en programas estáticos.

La programación orientada a objetos tomó posición como la metodología de programación dominante a mediados de los años ochenta, en gran parte debido a la influencia de C++ , una extensión del lenguaje de programación C. Su dominación fue consolidada gracias al auge de las Interfaces gráficas de usuario, para los cuales la programación orientada a objetos está particularmente bien adaptada.

Las características de orientación a objetos fueron agregadas a muchos lenguajes existentes durante ese tiempo, incluyendo Ada, BASIC, Lisp, Pascal, y otros. La adición de estas características a los lenguajes que no fueron diseñados inicialmente para ellas condujo a menudo a problemas de compatibilidad y a la capacidad de mantenimiento del código. Los lenguajes orientados a objetos "puros", por otra parte, carecían de las características de las cuales muchos programadores habían venido depender. Para saltar este obstáculo, se hicieron muchas tentativas para crear nuevos lenguajes basados en métodos orientados a objetos, pero permitiendo algunas características procedurales de maneras "seguras". El Eiffel de Bertrand Meyer fue un temprano y moderadamente acertado lenguaje con esos objetivos pero ahora ha sido esencialmente reemplazado por Java, en gran parte debido a la aparición de Internet, para la cual Java tiene características especiales.

Aplicaciones del programa INTERCAM

El programa INTERCAM fue elaborado aplicando el Método de KERN. Muchas actividades que podrían ser realizadas de manera automática, se planeó que fuesen manuales considerando como objetivo primario el aprendizaje.

Se trató de obtener un producto que funcionase acorde con la manera tradicional de enseñanza de este método, interactuando con el proceso en cada módulo en que el alumno tiene que hacer una búsqueda de datos o tomar una decisión para seleccionar alguna forma de operación.

Dado que este método se utiliza para proponer un equipo para ciertos requerimientos de intercambio de calor, el programa también servirá para el cálculo de intercambiadores en procesos reales.

7.1 Reflexiones sobre el algoritmo de KERN

Para una carga térmica a transferir entre dos fluidos, el método de KERN propone un intercambiador completamente dimensionado y lo que hace es verificar si sirve para los requerimientos de transferencia.

Verifica si el factor total de obstrucción que acepta el intercambiador es mayor o igual que el que requieren los fluidos. Los fluidos poseen un factor de obstrucción según su naturaleza física y química. La suma de los dos factores de obstrucción (una de cada fluido) da un factor total de obstrucción requerido, debe ser menor que la que acepta el intercambiador.

Verifica caída de presión para cada fluido, la que cada uno provoque en el intercambiador debe ser menor o igual que se acepte para cada uno.

Edgar Ortiz García

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

Dependiendo en qué proceso esté instalado el intercambiador, a cada fluido o corriente se le aceptará un valor máximo de caída de presión, de manera que el costo total del proceso no se altere. Un valor que se utiliza como recomendable es de 10 psi.

Si el intercambiador seleccionado cumple con la condición de factor de obstrucción y con la condición de caídas de presión se acepta para el proceso. Se dice que es aceptable térmicamente y es aceptable en caídas de presión.

7.2 Problemas resueltos con INTERCAM

Todos son ejemplos del libro Procesos de Transferencia de Calor, Donald Kern, McGraw Hill.

Iniciaremos con ejemplos de intercambiadores de Doble Tubo del capítulo VI del libro de Kern y continuaremos con un ejemplo del capítulo VII que trata sobre intercambiadores de Coraza y Tubo, un paso en la coraza y uno o más pasos en los tubos.

Ejemplo 6.1.- Intercambiador de doble tubo para benceno-tolueno

Se desean calentar 9820 lb / h de benceno frío de 80 a 120 °F, utilizando tolueno caliente que se enfría de 160 a 100 °F. Las gravedades específicas a 68 °F son 0.88 y 0.87 respectivamente. Las otras propiedades de los fluidos se encontrarán en el apéndice del libro.

A cada corriente se le asignará un factor de obstrucción de 0.001, y la caída de presión permitida para cada corriente es de 10 psi se dispone de cierto número de horquillas de 20 pies de longitud de 2 por 1 ¼ de pulgadas IPS.

¿Cuántas horquillas se requieren?

Edgar Ortiz García
“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

Solución:

Se utilizaron los mismos valores que utiliza Kern en su libro.

1.- Se introdujeron los valores de variables de operación en la tabla de página principal.

2.- Se activó el módulo de propiedades físicas y se suministraron, para tolueno como fluido caliente y para el benceno como fluido frío, valores de capacidad calorífica, conductividad térmica, densidad relativa (sg specific gravity) y viscosidad y como para todas las propiedades únicamente se disponía de un valor, no requirió estimación de parámetros. Cuando es un solo dato toma este valor como constante para la evaluación del Intercambiador.

Se activó la opción salir de este módulo para retornar a la página principal.

3.- Se especificó el intercambiador que se indica en el enunciado de este ejercicio, para ello se activó el módulo Detalles_intercambiador.

Cumpliendo con los tres tipos de información que requerida para evaluar el intercambiador, se activó el módulo Evaluación_intercambiador.

Los resultados obtenidos se presentan en la página siguiente tal y como los despliega INTERCAM.

Nota: Cuando ya se había capturado toda la información para evaluar el intercambiador, se grabó en disco, en la opción de manejo de archivo Abrir de la página principal, por si era necesario correr nuevamente el módulo de evaluación del intercambiador.

Edgar Ortiz García
“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

1.- Verificación requerimiento térmico

Datos requeridos para Temp. pared	Resultados
Intercambiador Doble Tubo	
----- Terminal (extremo) caliente -----	
Tubo externo : tolueno	Tubo externo : tolueno
Número de Reynolds = 58659.66	Temperatura calórica = 126.61 °F
Número de Prandtl = 5.14	Número Reynolds = 58659.66
	Número Prandtl = 5.14
Tubo interno : benceno	ho = 339.37 Btu/hr pie ² °F
Número de Reynolds = 89853.99	
Número de Prandtl = 5.65	Tubo interno : benceno
	Temperatura calórica = 97.74 °F
----- Terminal (extremo) fría -----	Número Reynolds = 89853.99
Tubo externo : tolueno	Número de Prandtl = 5.65
Número de Reynolds = 58659.66	hio = 290.42 Btu/hr pie ² °F
Número de Prandtl = 5.14	
	Coeficientes de transferencia de calor :
Tubo interno : benceno	Uc = 156.494 Btu/hr pie ² °F
Número de Reynolds = 89853.99	Ud = 110.942 Btu/hr pie ² °F
Número de Prandtl = 5.65	LMTD = 28.854 °F
-----	Area externa tubo int. = 52.15 pies ²
Temp. pared tubo = 113.30 °F	Long.TotalTubos = 111.697 pies
	Número de horquillas = 3

Rd_Calculado = 0.00262 ; Rd_requerido = 0.00200
 El intercambiador cumple con requerimientos térmicos.

2.- Verificación de caída de presión para cada fluido

Evaluación de caída de presión

x

---- Flujo anular (tubo externo) ----
 Factor de fricción = 0.007185
 Caída de presión tubo externo = 9.11440 lbf/pulg²
 Caída de presión entradas_salidas horquillas = 0.26891 lbf/pulg²
 Caída de presión total = 9.38331 lbf/pulg²
 Caída de presión máxima permisible = 10.000 lbf/pulg²
 *** Cumple con requerimientos de presión.

---- Lado de los tubos ----
 Factor de fricción = 0.005693
 Caída de presión tubos = 3.22205 lbf/pulg²
 Caída de presión máxima permisible = 10.000 lbf/pulg²
 ___ Cumple con requerimientos de caída de presión.

Edgar Ortiz García

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

3.- Página principal mostrando las características del Intercambiador seleccionado

Al retornar a la página principal se observará de la siguiente forma:

Datos_de_proceso	Propiedades_físicas	Evaluación_intercambiador	x
(De las 6 variables temperaturas y flujos, podría faltar alguna de ellas)			
Variables de operación	Fluido caliente	Fluido frío	
Temperatura de entrada(°F)	160.00	80.00	
Temperatura de salida(°F)	100.00	120.00	
Flujo de entrada(lb/hr)	0.00	9820.00	
Caída de presión(psi)	10.00	10.00	
Factor incrustación(hr ft ² °F/Btu)	0.00100	0.00100	

Ctrl_E Edita calor cambio de fase (Btu/lb)

Fluido caliente : tolueno (Flujo Tubo externo)

Fluido frío : benceno (Flujo Tubo interno)

=====
Descripción del intercambiador
=====

Intercambiador de Doble Tubo.

Horquilla(s), longitud de tubo : 20.000 pies.

--- Tubo interno : Diametro Nominal 1 1/4 pulgada(s), cédula 40

Diámetro interno 1.380 pulgada(s), diámetro externo 1.660 pulgada(s).

--- Tubo externo : Diametro Nominal 2 pulgada(s), cédula 40

Diámetro interno 2.067 pulgada(s), diámetro externo 2.380 pulgada(s).

Ejemplo 6.3.- Intercambiador de doble tubo aceite lubricante – aceite crudo

6900 lb / h de un aceite lubricante de 26 °API deben enfriarse de 450 a 350 °F con 72500 lb / h de un aceite crudo de 34 °API. El aceite crudo se calentará de 300 a 310 °F.

El factor de obstrucción será de 0.003 para cada corriente y la caída de presión permitida en cada una de ellas será 10 psi.

Se dispone de cierto número de horquillas de 20 pies de 3 por 2 pulgadas IPS. ¿Cuántas deberán usarse y qué arreglo deberá hacerse?

La viscosidad del aceite crudo se puede obtener de la fig 14. Para el aceite lubricante las viscosidades son 1.4 cp a 500 °F, 3 cp a 400 °F y 7.7 cp a 300 °F, estas viscosidades son suficientemente grandes para introducir un error si se supone que

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

$$(\mu / \mu_w)^{0.14} = 1.$$

Solución:

Nuevamente se utilizaron los datos de Kern.

Dentro de INTERCAM se introdujeron los datos:

- 1.- Variables de operación.
- 2.- Propiedades físicas.
- 3.- Datos que describen el intercambiador propuesto.

Para propiedades físicas, para el aceite lubricante se suministraron los tres valores del enunciado, al ser más de un valor requirió que se aplicase regresión lineal para estimar los parámetros del modelo propuesto. Se utilizó un modelo polinomial.

Se activó el módulo Evaluación_intercambiador los resultados desplegados son:

1).- Requerimientos térmicos

Datos requeridos para Temp. pared	Intercambiador Doble Tubo *2 Corrientes paralelas
----- Terminal (extremo) caliente -----	
Tubo externo : AceLub26°API	Tubo externo : AceLub26°API
Número de Reynolds = 10098.78	Temperatura calórica = 390.94 °F
Número de Prandtl = 40.59	Número Reynolds = 5549.94
	Número Prandtl = 73.86
Tubo interno : AcCru34°API	ho = 51.80 Btu/hr pie ² °F
Número de Reynolds = 133402.64	
Número de Prandtl = 16.10	Tubo interno : AcCru34°API
	Temperatura calórica = 304.09 °F
----- Terminal (extremo) fría -----	Número Reynolds = 133402.64
Tubo externo : AceLub26°API	Número de Prandtl = 16.10
Número de Reynolds = 3688.47	hio = 315.98 Btu/hr pie ² °F
Número de Prandtl = 111.13	
	Coefficientes de transferencia de calor :

Edgar Ortiz García

"Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor"

Tubo interno : AcCru34°API	Uc = 44.503 Btu/hr pie ² °F
Número de Reynolds = 133402.64	Ud = 32.828 Btu/hr pie ² °F
Número de Prandtl = 16.10	LMTD = 86.770 °F

Temp. pared tubo = 316.33 °F	Area externa tubo int. = 149.54 pies ²
	Long.TotalTubos = 224.308 pies
	Número de horquillas = 6

Rd_Calculado = 0.00799 ; Rd_requerido = 0.00600
 El intercambiador cumple con requerimientos térmicos.

2).- Verificación caída de presión

Evaluación de caída de presión

x

---- Flujo anular (tubo externo) ----
 Factor de fricción = 0.013501
 Caída de presión tubo externo = 4.43589 lbf/pulg²
 Caída de presión entradas_salidas horquillas = 0.11773 lbf/pulg²
 Caída de presión total = 4.55362 lbf/pulg²
 Caída de presión máxima permisible = 10.000 lbf/pulg²
 *** Cumple con requerimientos de presión.

---- Lado de los tubos ----
 Factor de fricción = 0.005358
 Caída de presión tubos = 6.34621 lbf/pulg²
 Caída de presión máxima permisible = 10.000 lbf/pulg²
 ___ Cumple con requerimientos de caída de presión.

3).- Retorno a página principal. Información desplegada en la página principal.

Datos_de_proceso Propiedades_físicas Evaluación_intercambiador x

(De las 6 variables temperaturas y flujos, podría faltar alguna de ellas)

Variables de operación	Fluido caliente	Fluido frío
Temperatura de entrada(°F)	450.00	300.00
Temperatura de salida(°F)	350.00	310.00
Flujo de entrada(lb/hr)	6900.00	72500.00
Caída de presión(psi)	10.00	10.00
Factor incrustación(hr ft ² °F/Btu)	0.00300	0.00300

Ctrl_E Edita calor cambio de fase (Btu/lb)
 Fluido caliente : AceLub26°API (Flujo Tubo externo)

Fluido frío : AcCru34°API (Flujo Tubo interno)

===== Descripción del intercambiador =====

Intercambiador de Doble Tubo. ==> 2 Corrientes paralelas
 6 Horquilla(s), longitud de tubo : 20.000 pies.
 --- Tubo interno : Diametro Nominal 2 pulgada(s), cédula 40
 Diámetro interno 2.067 pulgada(s), diámetro externo 2.380 pulgada(s).
 --- Tubo externo : Diametro Nominal 3 pulgada(s), cédula 40
 Diámetro interno 3.068 pulgada(s), diámetro externo 3.500 pulgada(s).

Edgar Ortiz García
“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

El área de flujo más grande es en el tubo interno, allí se el fluido frío, pero una sola corriente dio una caída de presión de 42 psi, esto indujo a dividir este flujo en dos corrientes, utilizándose un arreglo serie paralelo, dos corrientes paralelas, cada una manejando la mitad del flujo original. A esta selección corresponden los resultados que ya son satisfactorios.

La opción de arreglo serie paralelo está directa dentro del modulo del intercambiador de doble tubo.

Ejemplo 7.3.- Cálculo de un intercambiador de Kerosena – aceite crudo

43800 lb / h de una kerosena de 42 °API salen del fondo de una columna de destilación a 390 °F y deben enfriarse a 200 °F. Mediante 149000 lb / h de un crudo de 34 °API que viene del tanque de almacenamiento a 100 °F y se calienta a 170 °F.

Se permite una caída de presión de 10 psi en las dos corrientes y de acuerdo con la tabla 12 debe considerarse un factor de obstrucción combinado de 0.003.

Se dispone para este servicio de un intercambiador de 21 ¼ pulgadas DI que tiene 158 tubos de 1 pulg. DE, 13 BWG y 16'0" de largo y están arreglados en cuadro de 1 ¼ pulgadas de paso. El haz de tubos está arreglado para cuatro pasos y los deflectores están espaciados a 5".

¿Será adecuado el intercambiador; cuál es el factor de obstrucción?

Solución. De la aplicación de INTERCAM se obtuvieron los siguiente resultados:

3).- Retorno a la página principal al finalizar el proceso de cálculo. Muestra el Intercambiador propuesto.

```

Datos_de_proceso      Propiedades físicas      Evaluación intercambiador      x
DirectorioBase\Archivo: C:\ZZ\CAMBCOR\CAMB\SUBSTAN\Nuevo
( De las 6 variables temperaturas y flujos, podría faltar alguna de ellas )
-----
|      Variables de operación      |      Fluido caliente      |      Fluido frío      |
|-----|-----|-----|
|      Temperatura de entrada(°F)      |      390.00      |      100.00      |
|      Temperatura de salida(°F)      |      200.00      |      170.00      |
|      Flujo de entrada(lb/hr)      |      43800.00      |      149000.00      |
|      Caída de presión(psi)      |      10.00      |      10.00      |
|Factor incrustación(hr ft²°F/Btu)|      0.00150      |      0.00150      |
-----
                                Ctrl_E Edita calor cambio de fase (Btu/lb)
Fluido caliente : Kerosena 42°API ( Flujo Coraza )
Fluido frío : Crudo 34°API ( Flujo Tubos )

===== Descripción del intercambiador =====
--- Intercambiador de Tubo y coraza.
Arreglo : En cuadro, Numero Pasos coraza : 1, Número pasos tubos : 4
Coraza : Diámetro interno coraza = 21.25 , Número de tubos = 158
Tubos : Diámetro externo = 1 , Diámetro interno = 0.81
        Longitud de tubos (pies) : 16.00 , Calibrador BWG = 13
Tamaño de paso (PITCH) = 1 1/4 , Espaciado mamparas (pulg) : 5
                                Ctrl_B Especifica_Intercambiador_base
    
```

7.3 Comentarios sobre INTERCAM

Se resolvieron tres ejemplos diferentes:

- 1.- Intercambiador de doble tubo, horquillas en serie.
- 2.- Intercambiador de doble tubo, horquillas en arreglo serie-paralelo
- 3.- Se resolvió para un intercambiador de Tubo y Coraza, un paso en la coraza, cuatro pasos en los tubos.

Edgar Ortiz García

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

En los tres casos los resultados son adecuados, un poco diferentes a los del libro pero Kern maneja muchas aproximaciones en sus cálculos, aproximaciones que son importantes.

INTERCAM un Programa Modular que es muy aceptable para la aplicación del Método de Kern en el cálculo de intercambiadores de calor.

Para un problema de intercambio de calor, el usuario deberá pensar un poco en qué tipo de Intercambiador puede funcionar. Activar INTERCAM, suministrar los datos:

- 1.- Variables de operación.
- 2.- Propiedades físicas.
- 3.- Intercambiador propuesto

Para futuros cálculos de este mismo problema tratando de probar otras propuestas de intercambiador, es recomendable grabar en disco estos datos para que sirvan como base.

En Datos_de_proceso está la opción Grabar-

Realizar el cálculo del intercambiador le dará una idea de qué cambios hacer para que una propuesta cumpla con los requerimientos térmicos y de caídas de presión.

Sobre el intercambiador propuesto inicialmente, puede ir modificando algunas características, de acuerdo con los resultados que le dé. Puede afinar tanto los cálculos que obtenga un intercambiador no tan sobrado en dimensiones.

Conclusiones y recomendaciones

La Programación Modular representa la manera común en que se resuelven la mayoría de los problemas o se realizan la mayoría de las tareas.

Las tareas complejas pueden ser resueltas descomponiéndolas en tareas más simples, módulos más simples de realizar. El análisis de procesos es uno de los promotores de la programación modular al descomponer un proceso en subprocesos.

Cuando en una tarea visualice la realización de eventos concretos para que la tarea se vaya llevando a cabo, resuélvalo de esa manera cada evento es un módulo. Un programa será la suma de sus módulos.

Muchos Objetos, programas independientes que realizan su tarea correctamente pueden ser integrados a otro programa para llevar a cabo una tarea más compleja. Este es el fundamento de Lenguajes de Programación como Visual Basic, Visual C, etc.

Un Módulo es fácil de verificar su comportamiento y generación de resultados porque, por lo general son rutinas más sencillas. Comprobado cada módulo, es sencillo integrarlos como partes de un programa, coordinados por un módulo principal.

Programa principal + Programas auxiliares.

El sistema computacional aquí presentado puede ser utilizado por el estudiante de ingeniería para conocer el comportamiento de los intercambiadores de calor de coraza y tubos, ya que en los ejemplos resueltos con INTERCAM los resultados se asemejan bastante a los de la literatura, además su forma conversacional permite guiar al usuario para obtener los resultados requeridos.

Edgar Ortiz García

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

Este sistema se diseñó tanto para la simulación como para el diseño de intercambiadores de calor, porque las ecuaciones utilizadas para ambos casos son similares, lo que varía es la secuencia de cálculo.

No hay limitaciones en cuanto al uso de todos los tipos de fluidos, ya que pueden ser muy viscosos, o muy ligeros, o pesados o tener cualquier característica de flujo, esto es, laminar o turbulento, incluyendo cambios de fase.

Tampoco existen limitaciones mecánicas para un equipo que se desea simular o diseñar, puede ser de cualquier longitud, cualquier número de pasos por los tubos o cualquier tipo de coraza.

8.1 Del Programa INTERCAM

INTERCAM es totalmente modular, sus módulos importantes funcionan como controladores de módulos auxiliares para completar sus partes de la tarea.

Módulos controladores:

Módulo principal

Módulo de Propiedades Físicas.

Módulo de especificación del Intercambiador. Detalles_intercambiador.

Módulo Evaluación del Intercambiador.

Estos módulos constituyen el cuerpo principal de INTERCAM pero, están auxiliados por módulos de Lectura, Escritura, Regresión Lineal.

INTERCAM se aplicó a ejemplos del Kern y lo primero que se observó fue la simplificación y aproximaciones en el manejo de número que se hace en estos ejercicios, y que producen desviaciones del resultado correcto.

Edgar Ortiz García

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

Al utilizar el programa se corroboró que su uso es similar al proceso que se sigue cuando el problema es resuelto manualmente. Esto es importante si deseamos que sirva como material didáctico en la enseñanza del método de Kern.

Con esto se cubren dos objetivos mostrar la aplicación de la Programación Modular, el cómo simplifica la programación de una tarea y que se obtenga un material didáctico que puede ser utilizado en la enseñanza.

Puede también funcionar como un medio de adiestramiento y adquisición de habilidades para el tratamiento de problemas de intercambio de calor.

La sencillez y prontitud con la cual pueden modificarse propuestas de intercambiadores pueden dar información sobre magnitudes de coeficientes de transferencias de calor, magnitudes de áreas, magnitudes de cargas térmicas, que son importantes cuando se desean realizar cálculos rápidos de acuerdo a la costumbre en Ingeniería Química.

INTERCAM también constata que analizar una tarea y hacer un programa que la realice, esto que se denomina programación, requiere del conocimiento completo de la tarea y que forza al programador a investigar.

Investigar que todos los principios y reglas que estén controlando el desarrollo de la tarea se conozcan y entiendan completamente, de otra manera sería imposible aplicar la programación.

Programar exige conocer, conocer bien qué hacer para reproducir algo.

Edgar Ortiz García

“Programación Modular Aplicada al Diseño de Intercambiadores de Calor”

Bibliografía

- Kern, Donald Q., “Procesos de Transferencia de Calor”, C.E.C.S.A. México (1999)
- Perry, Robert, H. et al, “Chemical Engineers’ Handbook”, McGraw Hill, New York, (1999)
- T.E.M.A. “Standards of Tubular Exchangers Manufacturers Association”, 6th Edition (1978)
- Kernighan, Brian W., “Elementos de Estilo de Programación”, Ed. Diana. México (1980)
- Rohsenow, W. M. & Harnett J. P., “Handbook of Heat Transfer” McGraw Hill, (1973)
- Felder & Rosseu, “Principios Elementales de los Procesos Químicos”, Addison-Wesley
- Andres Leonardi & Alberto Medina, “Evaluación del Programa USHBECAD (Eficiencia en el Diseño de Intercambiadores de Calor)”, Universidad Simon Bolivar
- Incropera, F. y D De Witt, “Fundamentals of Heat and Mass Transfer”, Ed. John Wiley & Sons, U.S.A. (1990)
- Nieves, “Métodos Numéricos”, Compañía Editorial Continental (1995)
- J. P. Holman, “Transferencia de Calor”, Ed. McGraw-Hill, España (1998)
- P. W. Atkins, “Fisicoquímica”, Fondo Educativo Interamericano (1985)
- O. Levenspiel, “Flujo de Fluidos e Intercambio de Calor”, Ed. Reverte (1993)
- Christie J. Geankoplis, “Procesos de Transporte y Operaciones Unitarias”, Compañía Editorial Continental (1998)
- Bruce Eckel, “Aplicación C ++”, McGraw-Hill, México, (1991)