



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

DISEÑO TERMICO DE CAMBIADORES DE CALOR
DE TUBOS Y CORAZA AUXILIADO POR
COMPUTADORA

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
(EN EL AREA DE ING. MECANICA)
P R E S E N T A :
ALEJANDRO CORTES ESLAVA

DIRECTOR DE TESIS:
ING. AUGUSTO SANCHEZ CIFUENTES

MEXICO, D. F.

FALLA DE ORIGEN

1991





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 está 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.

CONTENIDO

INTRODUCCION	1
NOMENCLATURA	3
1 CAMBIADORES DE CALOR.	5
1.1 Clasificación.	5
1.2 Cambiadores de calor de tubos y coraza. Clasificación.	8
1.3 Programas de computadora sobre cambiadores de calor.	15
1.3.1 Programas de diseño.	15
1.3.2 Programas de análisis.	17
Programas de evaluación.	17
Programas de simulación.	18
2 METODOLOGIA DE DISEÑO DE CAMBIADORES DE CALOR.	19
2.1 Objetivos del diseño.	22
2.2 Análisis de información.	23
2.2.1.1 Selección de elementos de diseño.	24
2.2.1.2 Localización del fluido.	25
2.2.1.3 Selección del diámetro y longitud del tubo.	26
2.2.1.4 Selección del arreglo de tubos.	27
2.2.1.5 Selección del número pasos de tubos y de pasos de coraza.	28
2.2.1.6 Selección del factor de ensuciamiento o de obstrucción.	29
2.2.1.7 Selección de la caída de presión permisible.	31
2.2.1.8 Selección de acercamientos de temperatura.	31
2.2.1.9 Selección del tipo de manparas.	32
3 DISEÑO TERMICO-HIDRAULICO DE CAMBIADORES DE CALOR.	36
3.1 Identificación y manejo de las variables de diseño.	38
Variables elementales de la geometría.	38
Variables alternativas de diseño.	41
Variables de proceso y de operación.	41
Variables incluidas en el método de diseño.	42
3.2 Cálculos de diseño.	44
Cálculo de la diferencia de temperaturas media.	45
3.3 Criterio general de convergencia.	48
4 ETAPAS DEL DISEÑO TERMICO-HIDRAULICO.	50
4.1 Propuesta del diseño inicial.	50
Análisis de los parámetros geométricos involucrados en el área real de transferencia de calor y en el área requerida.	55

4.2	Cálculo térmico-hidráulico.	57
	Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.	57
	Cálculo de los coeficientes convectivos y de las caídas de presión.	58
4.3	Evaluación del diseño actual.	63
4.4	Modificación del diseño inicial.	64
5	PROCEDIMIENTOS PARA CONSUMIR LAS CAIDAS DE PRESION MAXIMAS PERMISIBLES.	66
5.1	Procedimiento para caídas de presión en la coraza menores a la máxima permitida.	67
5.2	Procedimiento para caídas de presión en la coraza mayores a la máxima permitida.	72
5.3	Procedimiento para consumir la caída de presión máxima permisible en el lado de tubos.	75
5.4	Procedimiento para calcular el número total de tubos en la coraza.	81
5.5	Procedimiento para calcular el diámetro de coraza requerido.	82
5.6	Procedimiento para ajustar el diseño final a un diámetro de coraza estándar.	84
5.7	Estimación por prueba y error de las constantes que anteceden a los valores de los parámetros de diseño en los procedimientos.	88
6	PROGRAMACION DEL ALGORITMO PROPUESTO.	89
6.1	Programa de adquisición de información de propiedades termodinámicas.	89
6.2	Programa de diseño térmico.	91
6.3	Programa de simulación.	93
6.4	Alcances del programa.	97
7	EJEMPLOS DE APLICACION.	99
	Ejemplo 1	99
	Ejemplo 2	105
	Ejemplo 3	125
	CONCLUSIONES.	137
	BIBLIOGRAFIA.	139
	APENDICE A	141
	Cálculo del número de tubos.	
	APENDICE B	150
	Simulación numérica del cambiador de calor.	

INTRODUCCION

El diseño de cambiadores de calor de tubos y coraza involucra la consideración de múltiples y, a menudo, conflictivos requerimientos de condiciones de proceso, operación y mantenimiento. De tal forma que la elección de un diseño que cumpla con todas las restricciones resulta una actividad compleja.

Dentro del proyecto de un cambiador de calor, el diseño térmico-hidráulico constituye una parte esencial ya que suministra el dimensionado básico del cambiador. El diseño térmico-hidráulico también involucra varios parámetros de cuya combinación puede obtenerse el mismo intercambio de calor con diferentes configuraciones y por tanto pueden presentarse múltiples soluciones.

El proceso de cálculo de cada una de estas soluciones se encuentra sujeto a un proceso iterativo, en el cual se evalúan los efectos de los parámetros en el flujo y en la transferencia de calor, concluyendo el proceso iterativo cuando se satisfacen todas las restricciones especificadas.

Adicionalmente debe evaluarse varias configuraciones para encontrar un diseño que satisfaga todas las restricciones por la vía más económica posible.

Para superar las tediosas soluciones por prueba y error, necesarias para logra diseñar un cambiador que cumpla con los requerimientos de trabajo, los diseñadores han recurrido a la computadora para resolver la gran cantidad de variables involucradas.

La ventaja de contar con programas de computadora para abordar el diseño térmico-hidráulico de cambiadores de calor son: el de tomar en cuenta más parámetros que afectan las condiciones de flujo y de transferencia de calor; analizar mayor número de configuraciones, disminuir el tiempo empleado en el cálculo y disponer del tiempo sobrante en analizar con mayor detalle otros factores tales como

seguridad, confiabilidad, costo y ahorro de energía.

El empleo de programas de computadora para el diseño y análisis de Cambiadores de calor no es nuevo. Por ejemplo, organizaciones como el *Heat Transfer and Fluid Flow Services* (HTFSS) del Reino Unido y el *Heat Transfer Research Institute* (HTRI) de los Estados Unidos proveen programas para el diseño y análisis de cambiadores de calor industriales para sus miembros (usualmente compañías). El resultado es que estos programas son convencionales y la información detallada acerca de su elaboración es limitada o no ha sido publicada.

De lo expuesto anteriormente se refleja la importancia de disponer con un programa de computadora que auxilie en el diseño de Cambiadores de Calor.

Dada la gran variedad de cambiadores de calor empleados en la industria, es necesario abordar un tipo de cambiador; un tipo de cambiador de calor que sea uno de los más ampliamente utilizados.

Teniendo presente lo anterior, se eligió como objetivo de Tesis el desarrollo y modelado en computadora de un método de diseño térmico de cambiadores de calor de tubos y coraza, de un paso por la coraza y un número par de pasos de tubos; que cumpla con las condiciones de proceso, con un factor de obstrucción especificado y con las caídas de presión máximas permitidas (tratando de consumir la caída de presión máxima permitida), respetando las restricciones dimensionales dadas por el diseñador. Así como de obtener un diseño lo más apegado a normas o estandares más empleados.

La selección de este tipo de cambiador se debe a que es uno de los más ampliamente utilizados en la Industria de procesos químicos.

El método de diseño térmico que se propone en la presente Tesis sigue un proceso iterativo de prueba y error. Comenzando a partir de un diseño inicial, sometiéndolo a una evaluación; si el diseño inicial no cumple con el servicio se modifica y se evalúa nuevamente. El proceso iterativo finaliza cuando el diseño en curso satisface las restricciones impuestas.

Los beneficios esperados son el de contar con un programa de cómputo que auxilie al diseñador en una parte del diseño global. Simplificando el tiempo de cálculo empleado en la parte del diseño térmico.

NOMENCLATURA

A	Area de transferencia de calor, [m ²].
b	Espaciamiento entre mamparas o deflectores, [m].
Cp	Calor específico a presión constante del fluido, [J/(kg · K)].
d	Diámetro de los tubos, [m].
D	Diámetro de la coraza o envolvente, [m].
De	Diámetro equivalente del lado de la coraza, [m].
Fr	Factor de corrección de la diferencia de temperaturas media logarítmica.
H	Entalpía del fluido, [J/kg].
h	Coefficiente convectivo de transferencia de calor, [W/(m ² · K)].
J _f	Factor adimensional de fricción.
J _h	factor adimensional de transferencia de calor.
k _t	Conductividad térmica del material de los tubos, [W/(m ² · K/m)].
L	Longitud de los tubos por paso, [m].
N _{ptu}	Número de pasos de tubos en la coraza, adimensional.
n _t	Número total de tubos en la coraza, adimensional.
Nu	Número de Nusselt, adimensional.
p	Paso del arreglo de tubos (pitch), [m].
ΔP	Caída de presión, [lb/plg ²].
ΔP _{max.}	Caída de presión máxima permisible, [lb/plg ²].
Pr	Número de Prandtl, adimensional.
Q _T	Calor total transferido, calor de trabajo, [W].
Rd	factor de lodos o de obstrucción combinado, [(m ² · K)/W].
Re	Número de Reynolds, adimensional.
r _p	Relación de paso (d _o /p), [m/m].
S	Masa-velocidad del flujo, [kg/(s m ²)].
St	Número de Stanton, adimensional.
T	Temperatura del fluido caliente, (°C).
t	Temperatura del fluido frío, (°C).
ΔT _{log}	Diferencia de temperaturas media logarítmica, (°C).
ΔT _m	Diferencia de temperaturas media real, (°C).
U	Coefficiente global de transferencia de calor, [W/(m ² · K)].
u	Velocidad promedio del flujo, [m/s].
W	Gasto másico del fluido caliente, [kg/s].
w	Gasto másico del fluido frío, [kg/s].

- ρ Densidad del fluido, (kg/m^3) .
 μ Viscosidad dinámica del fluido, $(\text{N s}/\text{m}^2)$.
 k Conductividad térmica del fluido, $(\text{W}/(\text{m}^2(\text{C}^\circ/\text{m})))$.

Subíndices:

- c Referido a la coraza.
t Referido a los tubos.
1 Referido a la condición inicial.
2 Referido a la condición final.
o Referido al exterior.
i Referido al interior.
v Referido a la pared del tubo.

CAPITULO 1

CAMBIADORES DE CALOR

Los cambiadores de calor son ampliamente utilizados en varias industrias para transferir energía en forma de calor; notándose un amplio predominio en la Industria de procesos químicos.

Es precisamente en la Industria de procesos que este equipo ha experimentado un gran desarrollo, obteniéndose una gran variedad de tipos, geometrías y arreglos.

Dada la gran variedad de cambiadores de calor, no es posible caracterizarlos mediante un diseño único. Sin embargo, la única característica que es común en ellos, es la transferencia de energía térmica entre dos o más fluidos a diferentes temperaturas.

1.1 CLASIFICACION

Los cambiadores de calor son clasificados¹ de varias formas:

1.-Se clasifican de acuerdo al proceso de transferencia de calor como de *contacto directo* y *contacto indirecto*. En el tipo de contacto directo, dos corrientes de diferentes fases llegan a estar en contacto directo, intercambian calor, y después son separadas. En el tipo de contacto indirecto, las corrientes permanecen separadas y el

¹ Rohsenov, W. M., Hartnett, J. F. y Ganic, E. N. (editores), *Handbook of Heat Transfer Applications*, 2a. ed., Mc Gray-Hill, New York, 1985, pág. 4-3 a 4-9.

intercambio de calor se da a través de una pared divisoria o dentro y fuera de una pared de manera transitoria.

2.- Aquellos cambiadores de calor en el cual hay un flujo continuo de calor del fluido caliente al fluido frío a través de una pared divisoria son denominados como cambiadores de *transferencia directa* o simplemente como *recuperadores*.

3.- Aquellos cambiadores de calor en donde existe un flujo intermitente de calor desde el fluido caliente al fluido frío (vía almacenamiento de calor y rechazamiento de calor a través de la superficie de intercambio) son denominados como *cambiadores de transferencia indirecta* o *cambiadores de almacenamiento*, o simplemente como *regeneradores*.

4.- Otra clasificación arbitraria puede basarse en la relación área de superficie-volumen, en compactos (se elige un límite de $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ o $213 \text{ pie}^2/\text{pie}^3$) y cambiadores no compactos. Esta clasificación por densidad de área de superficie se hace porque difiere el diseño físico de los cambiadores, campos de aplicación, y técnicas de diseño.

Una clasificación adicional de cambiadores de calor puede también elaborarse de acuerdo al tipo de construcción, arreglo de flujos, número de fluidos, y mecanismos de transferencia como se muestra a continuación:

1.- Clasificación de acuerdo al proceso de transferencia

a) De contacto indirecto

a1) de transferencia directa

1.-de fase simple

2.-de múltiples fases

a2) de almacenamiento

a3) de lecho fluidizado

b) De contacto directo:

b1) fluidos inmiscibles

b2) líquido-gas

b3) líquido-vapor

2.- Clasificación de acuerdo al número de fluidos

- a) dos fluidos.
- b) tres fluidos.
- c) n-fluidos ($n \geq 3$)

3.-Clasificación de acuerdo al área de transferencia

- a) compactos (densidad de área de superficie $> 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$)
- b) no compactos (densidad de área de superficie $< 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$)

4.-Clasificación de acuerdo al mecanismo de transferencia de calor

- a) convección de fase simple en ambos lados
- b) convección de fase simple en un lado, convección de dos fases en el otro lado
- c) convección de dos fases en ambos lados
- d) convección combinada y transferencia de calor por radiación

5.- Clasificación de acuerdo a la construcción

- a) tubulares
 - a1) de doble tubo
 - a2) de tubos y coraza
 - a3) de tubos espirales (spiral tube)
- b) de Placas
 - b1) planos
 - b2) espirales
- c) aleteados
- d) regenerativos
 - d1) rotatorios
 - 1.-tipo disco
 - 2.-tipo tambor
 - d2) de matriz fija

6.- Clasificación de acuerdo al arreglo de los flujos

- a) de paso simple
 - a1) flujo a contracorriente
 - a2) flujo en paralelo
 - a3) flujo cruzado
 - a4) flujo partido (Split flow). El flujo principal se divide en dos corrientes en la coraza, saliendo cada una por una boquilla de salida diferente.

a5) flujo dividido (Divided flow). El flujo principal se divide en dos corrientes en la coraza pero vuelven a unirse en la boquilla de salida del cambiador.

b) de pasos múltiples

b1) aleteados

- 1.-flujos cruzados a contracorriente (Cross-counterflow)
- 2.-flujos cruzados en paralelo (Cross-parallel flow)
- 3.-flujos compuestos (compound flow)

b2) de tubos y coraza

- 1.-de flujo paralelo-contracorriente (m-pasos de coraza n-pasos de tubos)
- 2.-de flujo partido (Split flow)
- 3.-de flujo dividido (Divided flow)

b3) de placas

- 1.-de múltiples pasos de n-placas paralelas

1.2 CAMBIADORES DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA

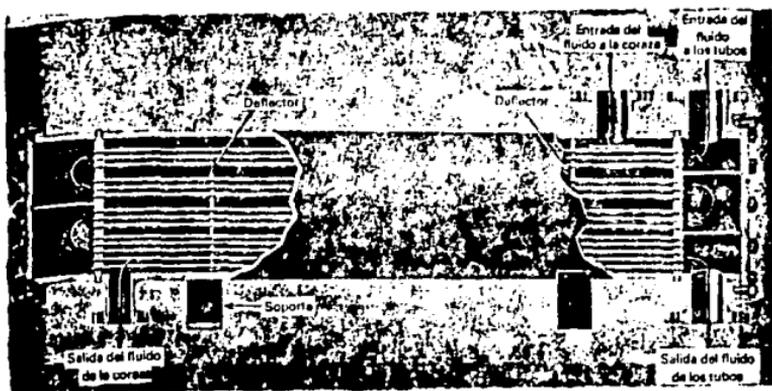
Los cambiadores de calor tubulares son ampliamente utilizados en la industria por el amplio rango de diseños posibles, la disponibilidad de materiales de construcción, la facilidad de fabricación y mantenimiento, y su relativo bajo costo.

La facilidad de construcción estableció, históricamente, el uso de cambiadores tubulares y encaminó el crecimiento de fabricantes especializados, así como el desarrollo de estándares industriales para la manufactura.

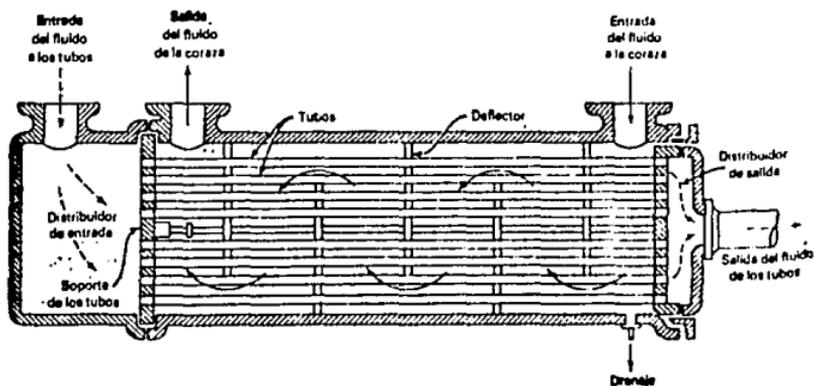
Dentro de los cambiadores tubulares se encuentran, tomando un lugar relevante, los cambiadores de tubos y coraza. En la figura 1.1, se presenta, con fines ilustrativos, un cambiador de tubos y coraza.

En este tipo de cambiador es posible obtener de manera económica y práctica, una gran superficie de transferencia de calor, colocando múltiples tubos en un haz; los extremos de los tubos se montan en placa de soporte (espejos). Esto se suele llevar a cabo expandiendo el extremo del tubo dentro de un orificio de fijación en el espejo

mediante un proceso de rolado. Entonces, el haz de tubos resultante está encerrado en una cubierta cilíndrica (la coraza o envolvente), con el segundo fluido circulando alrededor y a través del haz de tubos.



b) Cambiador de calor de cuatro pasos de tubos y un paso en la coraza.



a) Cambiador de tubos y coraza de un solo paso de tubos.

FIG. 1.1

Su diseño mecánico es normalizado por la Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA), por la American Society of Mechanical Engineers (ASME) y los estándares del American Petroleum Institute (API). Estos estándares usualmente se complementan uno con otro.

CLASIFICACION

La norma TEMA incluyen una nomenclatura básica y un esquema de clasificación para cambiadores de calor de tubos y coraza. Dado que esta norma es la más conocida se presenta a continuación la clasificación y nomenclatura dada por TEMA para los tipos básicos de cambiadores de calor.

Los Cambiadores de calor de tubos y coraza están formados por cuatro partes principales:

- 1.-Un cabezal de admisión (cabezal fijo)
- 2.-Un cabezal de retorno
- 3.-El haz de tubos
- 4.-La envolvente (o coraza)

Estas partes, de una variedad de tipos, pueden ser arregladas en diferentes combinaciones. La figura 1.2 muestra estos elementos, a los cuales se le asigna un carácter alfabético.

La figura muestra:

- 1.-Cinco tipos de cabezales fijos, tipo A, B, C, M y D.
- 2.-Siete tipos de corazas designadas por las letras E, F, G, H, J, K y X.
- 3.-Ocho tipos de cabezales de retorno representados por las letras L, M, N, P, S, T, U y W.

Estas partes pueden combinarse de diferentes formas. El cambiador resultante es identificado por una combinación característica de tres letras ordenadas de la siguiente forma: la primera letra respresenta el cabezal fijo, la segunda letra la coraza y la tercera el cabezal de retorno.

La designación completa también incluye el tamaño del cambiador, representado por la combinación de dos números: el primero indica el

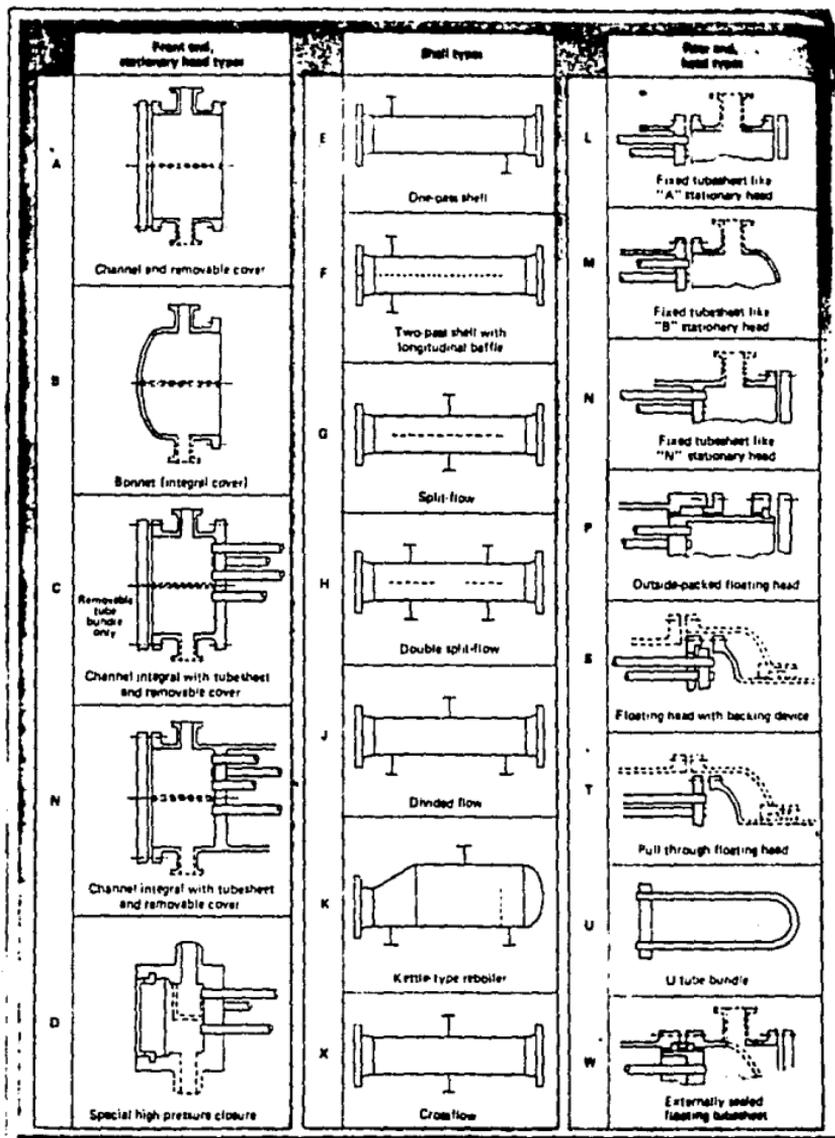


FIG. 1.2 REFERENCIA: TEMA, 1976, STANDARS OF TUBULAR EXCHANGERS MANUFACTURERS ASSOCIATION, Ltd.

diámetro de la coraza y del haz de tubos, y el segundo la longitud del tubo. El diámetro nominal es el diámetro interior de la coraza en pulgadas, redondeado al entero más próximo. La longitud nominal es la longitud del tubo en pulgadas. Para tubos en U la longitud que se toma es la longitud comprendida entre el inicio del tubo y la tangente de la curva.

Para el tipo de coraza representado en la figura 1.2 como tipo K, la designación del tamaño se realiza mediante tres números, representando a:

- 1.-El diámetro del haz de tubos, redondeado, en pulgadas.
- 2.-El diámetro de la coraza, redondeado, en pulgadas.
- 3.-La longitud del tubo.

A continuación se presentan algunos ejemplos típicos:

a. La figura 1.3 muestra un cambiador con canal y cubierta removible, dos pasos de tubos, un sólo paso por la coraza, de $23\frac{1}{4}$ " de diámetro interno con tubos de 16' longitud, y con cabezal flotante de anillo dividido. La designación completa es:

Tamaño: 23-192 Tipo: AES

b. La figura 1.4 muestra un cambiador de tubos en "U" con canal integrado al espejo y cubierta removible, de dos pasos por la coraza con mampara longitudinal, de $23\frac{1}{4}$ " de diámetro interno, con tubos de 16' de longitud.

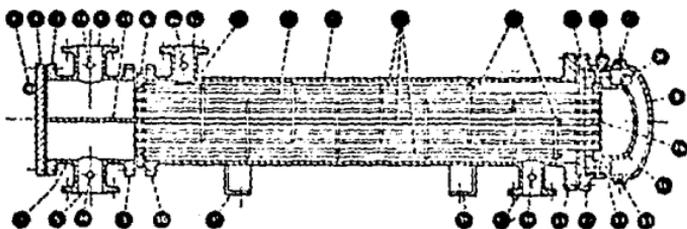
Tamaño: 23-192 Tipo: CFU

c. La figura 1.5 muestra un rehervidor tipo Kettle con cabezal flotante deslizante, con canal y cubierta removible, de 23" del haz de tubos, y 37" de diámetro interno de la coraza, con tubos de 10' de longitud.

Tamaño: 23/37-192 Tipo: AKT

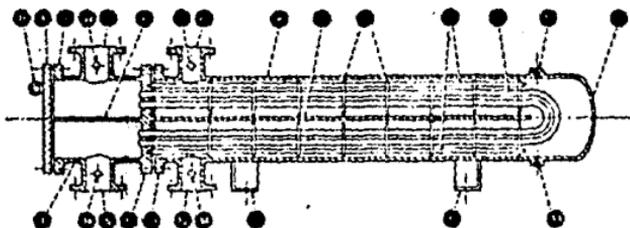
Los diseños especiales no están considerados dentro de esta terminología y pueden ser descritos a conveniencia del diseñador. Por ejemplo, un cambiador de un sólo paso de tubos y de espejos fijos con tapas cónicas puede ser descrito como tipo BEM con tapas cónicas.

La terminología estándar presentada en la tabla 1 identifica las partes constitutivas enumeradas en las figuras 1.3, 1.4, y 1.5.



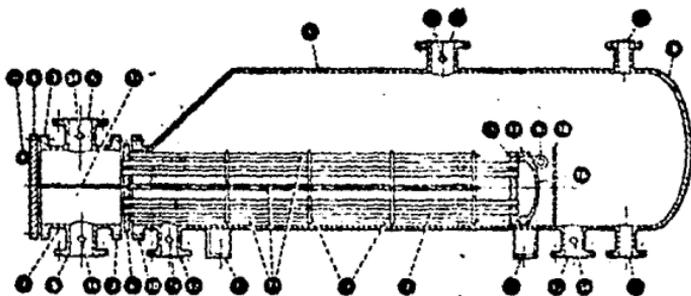
AES

FIG. 1.3



CFU

FIG. 1.4



AKT

FIG. 1.5

TABLA 1
NOMENCLATURA DE LOS COMPONENTES DE UN CAMBIADOR DE CALOR

- 1.-Cabezal Fijo-canal
- 2.-Cabezal Fijo-Bonete
- 3.-Brida de cabezal a cubierta-canal o bonete
- 4.-Tapa de cabezal fijo
- 5.-Boquilla de cabezal fijo
- 6.-Espejo fijo
- 7.-Tubos
- 8.-Cubierta
- 9.-Cabeza de la tapa de la Cubierta
- 10.-Brida de cubirta a cabezal fijo
- 11.-Brida de cubirta a tapa
- 12.-Boquilla de cubierta
- 13.-Brida de tapa a cubierta
- 14.-Junta de expansión
- 15.-Espejo flotante
- 16.-Tapa de cabezal flotante
- 17.-Brida de tapa de cabezal flotante
- 18.-Anillo dividido del cabezal flotante
- 19.-Anillo dividido para brida
- 20.-Brida de respaldo
- 21.-Tapa del cabeza flotante-externo
- 22.-Falda del espejo flotante
- 23.-Caja del empaque
- 24.-Empaque
- 25.-Prensa estopa
- 26.-Anillo de Linterna
- 27.-Tirantes y Espaciadores
- 28.-Mamparas deflectoras o placas de soporte
- 29.-Placa de choque
- 30.-Mampara Longitudinal
- 31.-Mampara Divisora
- 32.-Conexión para venteo
- 33.-Conexión para drenaje
- 34.-Conexión para medición
- 35.-Silleta de soporte
- 36.-Oreja
- 37.-Soporte tipo ménsula
- 38.-Vertedero
- 39.-Conexión de nivel

REFERENCIA: González Flores, E., "Selección de elementos de diseño",
en CURSO DE TRANSFERENCIA DE CALOR, Instituto Mexicano del Petróleo,
p. 1.159.

1.3 PROGRAMAS DE COMPUTADORA SOBRE CAMBIADORES DE CALOR

A continuación se describe las características generales de los programas empleados en las últimas dos décadas por los fabricantes de equipo para diseñar y analizar cambiadores de calor^{2,3}

Puede encontrarse dos tipos generales de programas para tratar con la mayoría de las demandas:

1.-Programas de diseño.

2.-Programas de análisis.

a) Programas de evaluación o de comprobación.

b) Programas de simulación.

1.3.1 PROGRAMAS DE DISEÑO

Los programas de diseño tienen como tarea la elección de fijar los parámetros geométricos que son óptimos para las condiciones requeridas.

Los programas de diseño son indudablemente los más complicados. El tipo más simple es aquel en el cual el programa puede encontrar únicamente un diseño que cumple con todos los requerimientos de proceso (diseño térmico). A menudo, no obstante, son posibles varias soluciones, de tal forma que el programa requiere el empleo de criterios para seleccionar el mejor intercambiador. El costo es el criterio más frecuentemente usado; otros son confiabilidad y seguridad.

Los programas de diseño incluyen dentro de su estructura un programa de evaluación del comportamiento del cambiador (totalmente especificado). dicha evaluación tiene como objetivo determinar si la geometría y el calor requerido son compatibles, además de comprobar si las caídas de presión se encuentran en los límites establecidos, para

²Butterworth, D., y L. Cousins, 1978, "Use of Computer Programs in Heat-Exchanger Design". Chemical Engineering, julio 8, pág. 72-78.

³Walker, G., "Industrial Heat Exchangers: a basic guide". Hemisphere Publishing, Washington D.C., 1982, pág. 828 a 881.

cada modificación efectuada en la geometría del cambiador. Al proceso de evaluación térmico-hidráulico se le denomina usualmente como *rating* térmico-hidráulico.

Una alternativa y, en principio, el método de diseño más rápido, es empleando técnicas de optimización estandarizadas. Este método, no obstante, sufre de dos serios inconvenientes que a menudo redundan en diseños inservibles de cambiadores: (1) las técnicas de optimización asumen que las variables son continuas en lugar de considerar valores discretos; y (2) los problemas aumentan cuando el óptimo teórico está fuera del rango de la geometría permitida.

Esto no significa que la optimización no encuentre acomodo en el diseño de un cambiador, ya que los diferentes métodos pueden ser combinados para alcanzar una solución. Por ejemplo, en el diseño de un cambiador de tubos y coraza, el número de pasos de tubos podría ser incrementado de manera factorial, y posteriormente la longitud y el número de tubos podrían ser estimados por una técnica de optimización convencional. Entonces la longitud y el número de tubos son usualmente restringidos para ciertos valores estándar, podría aún ser necesario conducir una búsqueda factorial en la región que engloba lo óptimo.

La programación de la opción de diseño es muy compleja, por la amplia variedad de ajustes o arreglos. En verdad, el alcance lícito en algunos programas incrementa la solicitud del usuario; la variedad introduce posibles errores lógicos del programa. Considerar el siguiente ejemplo, el cual indica una posible decisión de fabricación para unos requerimientos fijos de intercambio:

Primero, los resultados obtenidos a partir de la opción de *rating* del programa provee la longitud requerida de un cambiador, el número de pasos, el espaciamiento permitido de los deflectores, etc. La primera decisión es determinar si la longitud calculada es menor que la máxima permitida. Si la respuesta es afirmativa, entonces se compara si la caída de presión del tubo y la caída de presión de lado de la coraza son más grandes que la máxima permitida. Si es así, entonces una posible solución sería adicionar otro cambiador en paralelo con el original; esto es perfectamente aceptable pero puede ser totalmente impracticable.

1.3.2 PROGRAMAS DE ANALISIS

La simulación y la evaluación de un cambiador son ejemplos de cálculos de análisis.

Los cálculos de análisis principian dando los datos del proceso, propiedades del fluido, e información sobre la geometría para obtener la longitud del cambiador si el calor requerido es desconocido, el calor requerido si la longitud es conocida, y la caída de presión de las corrientes a través del cambiador.

La información que se requiere sobre el proceso usualmente cae en las siguientes categorías: gastos máxicos iniciales y finales, asignar por lo menos dos temperaturas a los flujos, y las características de ensuciamiento de los fluidos (i.e. una estimación de las resistencias térmicas debido al ensuciamiento). La información sobre las propiedades físicas incluye la densidad de los fluidos, viscosidad, calores específicos y conductividad térmica. La información sobre la geometría incluye el diámetro de la coraza, diámetro externo de los tubos, tipo de arreglo de los tubos, tipo y espaciamiento de los deflectores, y si es necesario, la longitud de los tubos. Usualmente el tipo de cambiador de tubos y coraza puede ser identificado antes de efectuarse los cálculos de análisis. Así, muchos de los programas permiten evaluar varios tipos de cambiadores especificando los tres tipos de letras (que identifican el tipo de cambiador).

PROGRAMAS DE EVALUACION

Un programa de evaluación deriva en un programa de comprobación cuando, además de someter al cambiador de calor a un evaluación térmico-hidráulica, se dicta un juicio sobre la compatibilidad entre geometría y calor requerido.

En un programa de comprobación, la geometría y calor requerido son especificados. El programa revisa ambos, geometría y calor requerido, para determinar si los dos son compatibles.

La principal utilidad de los cálculos de comprobación es que proporcionan el núcleo del programa alrededor del cual los cálculos de

diseño o simulación pueden ser contruidos. Los programas ensamblados de esta manera usualmente tienen las opciones para diseño, simulación y comprobación.

PROGRAMAS DE SIMULACION

Este tipo de programa predice el comportamiento de un cambiador de calor bajo condiciones en las cuales las variables independientes del proceso son especificadas. Usualmente, esto significa que las condiciones finales de los flujos son calculadas por el conocimiento de las condiciones iniciales.

Los programas de simulación son ordinariamente más complicados, porque involucran iteraciones extra; también son más poderosos, porque modelan el comportamiento de un cambiador actual.

Conviene recordar que un programa de computadora es únicamente tan exacto como lo sea el modelo físico empleado, y por consiguiente, los resultados de un análisis por computadora no siempre son correctos o prácticos; un buen juicio de ingeniería adquiere una importancia vital en la interpretación de los resultados generados por el análisis de computadora.

Finalmente, los programas de computadora pueden ser utilizados como una herramienta, y, como con toda herramienta, pueden ser mal utilizados. Pero no olvidar que las herramientas están mejorándose continuamente, así que el futuro de las computadoras en el análisis de cambiadores de calor es prometedor.

CAPITULO 2

METODOLOGIA DE DISEÑO DE CAMBIADORES DE CALOR

En este capítulo se describe la metodología general de diseño térmico de cambiadores de calor⁴ que puede encontrarse en la literatura. La metodología que se expone a continuación, es aplicable también a equipos con fluidos que presentan diferentes fenómenos, tales como: sin cambio de fase, condensación, vaporización y sus combinaciones.

Esta metodología se representa esquemáticamente en el diagrama de bloques de la figura 2.1

En este diagrama se identifican tres bloques básicos que muestran la estructura lógica del desarrollo del diseño térmico de un cambiador de calor:

- a) Análisis de información.
- b) Proposición de geometría.
- c) Análisis de resultados y aprobación para diseño mecánico.

De estos tres bloques, es el bloque de proposición de geometría el que cobra más relevancia para los fines que se persiguen en la presente Tesis. Puesto que apartir del desarrollo de éste se obtendrá el programa de cómputo.

A su vez cada bloque consiste de otros elementos que auxilian en

⁴Robles Guzmán, P.E., Dimensionamiento y diseño de cambiadores de calor de tubos y envolvente, en CURSO DE TRANSFERENCIA DE CALOR TOMO I, Instituto Mexicano del Petróleo, México, pág. 1.481.

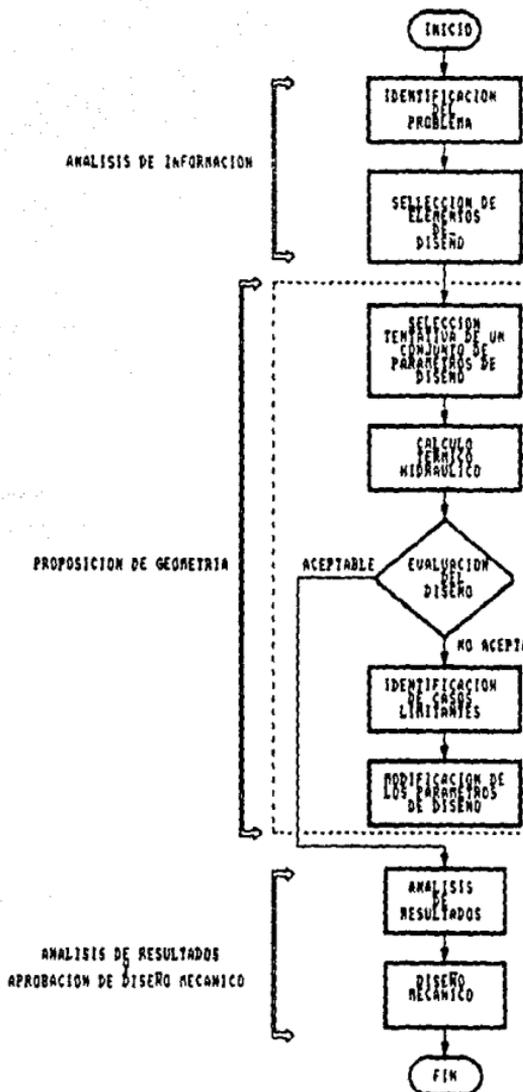


FIG. 2.1 ALGORITMO GENERAL DE DISEÑO DE UN CAMBIADOR DE CALOR

REFERENCIA: Robles Guzman, P. E. "Dimensionamiento y diseño de cambiadores de calor de tubos y envoltura". de CURSO DE TRANSFERENCIA DE CALOR TOTAL, Instituto Mexicano del Petróleo, México, pag. 1.432.

la definición y resolución del problema. El bloque de análisis consiste de: identificación del problema, y selección de elementos de diseño. La parte de proposición de geometría contiene: la selección inicial del diseño, el cálculo térmico-hidráulico, la evaluación del diseño, la identificación de casos límites, y la modificación del diseño. Finalmente, se tiene el análisis de resultados y la aprobación del diseño térmico.

Estos bloques en su conjunto constituyen lo que se denomina *ALGORITMO GENERAL DE DISEÑO*.

La forma de estructurar estos bloques quedan sujetos a criterio del diseñador, y en general serán diferentes las decisiones efectuadas por cada diseñador, ya que las decisiones que se realicen dependen de la experiencia y de criterios cualitativos de cada diseñador. Por consiguiente, pueden plantearse diferentes métodos pero con una característica en común: todos ellos deben tener como objetivo final el satisfacer las condiciones de proceso y de operación.

En nuestro caso, al no contar con experiencia en la práctica de diseño de cambiadores de calor, se propone una serie de procedimientos que se basan principalmente en el análisis de los elementos de diseño (elementos que se describen más adelante) y de observaciones efectuadas en el cálculo de varios diseños de cambiadores de calor.

Antes de exponer las características del bloque básico, conviene señalar los objetivos que debe cumplir el diseño de un cambiador de calor. Reservando para el próximo capítulo los procedimientos que se proponen para satisfacer el segundo bloque, bloque que constituye el núcleo de la presente Tesis.

2.1 OBJETIVOS DEL DISEÑO

El diseño de un cambiador debe cumplir con los siguientes objetivos³:

- 1.-En principio, el equipo debe cumplir con los requerimientos de Proceso.

Es decir, el equipo debe ser capaz de efectuar el cambio deseado de temperaturas en las corrientes de proceso involucradas, dentro de los valores de caídas de presión disponibles y a la vez cumplir con períodos de operación continua, dichos períodos están sujetos a los programas de mantenimiento establecidos.

- 2.-El intercambiador debe resistir las condiciones de operación de la planta.

Esto incluye esfuerzos mecánicos en la instalación, arranque, paro, operación normal, emergencia, mantenimiento, esfuerzos térmicos inducidos por choques térmicos, y estar libre de vibraciones. El equipo deberá resistir la corrosión originada por las corrientes de proceso y servicio (casi como las ambientales), lo cual no depende exclusivamente de la selección de materiales, sino de también del diseño mecánico del equipo. Otro factor importante en el diseño consiste en evitar dentro de lo posible una incrustación acelerada de los equipos.

- 3.-El intercambiador debe ser de fácil mantenimiento, lo cual implica, el seleccionar una configuración que permita la limpieza (por dentro y/o fuera de los tubos) y el remplazo de tubos, y cualquier otro componente que pueda ser especialmente vulnerable a la corrosión, erosión o vibración. Este requerimiento también debe estar de acuerdo con la disponibilidad de espacio y el acceso que se pueda tener para el intercambiador.

³Robles Guzmán, P.E., "Dimensionamiento y diseño de cambiadores de calor de tubos y envolvente", en CURSO DE TRANSFERENCIA DE CALOR TOMO I, Instituto Mexicano del Petróleo, México, pág. 1.420 a 1.490.

4.-El intercambiador deberá tener el mínimo costo posible y cumplir con los requerimientos mencionados.

5.-Respetar las especificaciones de ingeniería y códigos estipulados, así como las limitaciones establecidas en las dimensiones máximas del equipo (longitud, diámetro, peso), ya que muchas veces las facilidades con que cuentan las plantas son limitadas, por ejemplo: grúas de baja capacidad, escaso equipo y/o personal de mantenimiento, poco espacio para instalar el equipo o para almacenar partes de repuesto, etc.

Es importante tener en mente estos criterios durante el desarrollo del diseño porque ellos controlan las decisiones que se puedan tomar en un momento dado.

Como se puede percibir, el diseño óptimo de un cambiador de calor debe cumplir con los objetivos anteriores. Incluir y satisfacer todos estos objetivos en un programa de cómputo, resulta una empresa compleja, extensa y difícil de abordar en una Tesis.

Por tanto, en la presente Tesis se tratará de satisfacer plenamente con el primer objetivo enlistado anteriormente. Objetivo que satisface el diseño térmico-hidráulico de un cambiador de calor.

2.2 ANALISIS DE INFORMACION

El análisis de información tiene por objeto recopilar la información necesaria para el cálculo térmico-hidráulico del diseño.

En este paso se reúne la información sobre el proceso, las propiedades termodinámicas y físicas, las especificaciones del cambiador y las restricciones y límites de estos valores. Posteriormente se revisa la consistencia y suficiencia de los datos.

Durante el análisis de información no olvidar que el problema (la función operativa del cambiador en la planta) debe ser identificado lo más completamente posible.

Debe tenerse presente que los datos de las propiedades

termodinámicas y físicas de los fluidos involucrados, deben ser tan exactas como sea posible. Puesto que al suministrar valores mal estimados, puede acarrear valores incorrectos de los coeficientes convectivos individuales, así como en el cálculo de caídas de presión, y por tanto, afectar profundamente las dimensiones y el tipo de cambiador propuesto.

2.2.1.1 SELECCION DE ELEMENTOS DE DISEÑO ^{6,7,8,9}

Los elementos de diseño se refieren a todos aquellos parámetros del intercambiador de calor que el diseñador debe especificar para cada diseño en particular. Estos elementos se presentan con múltiples alternativas. Para resolver dichas alternativas existen criterios de selección que se han establecido como prácticas de diseño, que ayudan al diseñador a seleccionar la alternativa adecuada para cada caso.

A partir de las especificaciones de proceso, el diseñador tiene la libertad de seleccionar e investigar los efectos de los elementos geométricos básicos y constructivos del cambiador. Consecuentemente, todo diseño de un cambiador tiene soluciones múltiples y el éxito del diseño está por la forma que en que se conjugan los elementos de diseño para obtener la mejor solución posible.

En las siguientes párrafos se describen algunos elementos de diseño relacionados principalmente con los cambiadores de calor de tubos y coraza, puesto que en nuestro caso suponemos que se ha elegido un cambiador de calor de este tipo.

⁶ Fanaritis, J., J. Bevevino, 1976, "Designing Shell-and-Tube Heat Exchangers: How to Select the Optimum Shell-and-Tube Heat Exchangers", Chemical Engineering, julio 5, pág. 62 a 71.

⁷ Roosenov, W.M., Hartnett, J.P. y Ganic, E.N. (editores), Handbook of Heat Transfer Applications", 2a. ed., Mc Gray-hill, New York, 1985, pág. 4-84 a 4-91.

⁸ Lord, R., P. Minton, y R. Slusser, 1970, Design of Heat Exchangers, Chemical Engineering, enero 26, pag. 96 a 118.

⁹ Mehra, D., 1983, Shell-and-Tube Heat Exchangers, Chemical Engineering, julio 23, pág. 47 a 58.

2.2.1.2 LOCALIZACION DEL FLUIDO

Para determinar cual fluido será colocado en la coraza y cuál en los tubos se debe considerar varios factores para determinar la adecuada ubicación de los fluidos en el intercambiador. A continuación se describen algunos de estos factores a considerar:

1.-Corrosión

Un fluido corrosivo puede dictar el empleo de materiales con aleaciones caras; por tanto el fluido más corrosivo es colocado en el interior de los tubos para evitar un costo.

2.-Ensuciamiento

Es recomendable colocar el fluido con mayor tendencia al ensuciamiento dentro de los tubos, ya que minimiza el ensuciamiento porque permite un mejor control de la velocidad del fluido.

Si se tienen tubos rectos, estos pueden limpiarse mecánicamente sin remover el haz de tubos. La limpieza química, de ser necesaria, es más eficiente del lado de los tubos que del lado de la coraza. Como regla general, el fluido frío, que es el que se calienta, y por tanto, el que tiene mayor tendencia a ensuciar, debe ir por el lado de los tubos.

3.-Presión

Colocar el fluido de mayor presión en los tubos porque se requiere de menores componentes de alta presión, siendo por tanto más económico colocar dicho fluido en los tubos.

4.-Caída de presión

Para la misma caída de presión, se obtienen coeficientes convectivos mayores en el lado de tubos. Un fluido, con una baja caída de presión permitida, se coloca generalmente en los tubos.

5.-Temperatura

Para servicios de alta temperatura (generalmente arriba de 288 °C) se requiere materiales especiales o con aleación. Se necesitan menos componentes cuando el fluido caliente se ubica dentro de los tubos y por tanto resulta más económico.

6.-Viscosidad

Usualmente se obtienen altas relaciones de transferencia de calor cuando se coloca el fluido viscoso en el lado de coraza.

7.-Gastos máxicos

Colocando el fluido con menor gasto en la coraza resulta en diseños más económicos. Existiendo turbulencia en el lado de coraza a menores números de Reynolds que en el lado de tubos.

8.-Fluidos tóxicos o letales

Generalmente el fluido más tóxico se colocará en los tubos empleando un doble espejo para minimizar la posibilidad de fugas.

2.2.1.3 SELECCION DEL DIAMETRO Y LONGITUD DEL TUBO

1.-Diámetro de los tubos

Los diseños con pequeños diámetros de tubos (de 5/8 a 1 plg.) son más compactos y más económicos que aquellos con diámetros de tubos más grandes, aunque esto último puede ser necesario cuando la caída de presión permitida es pequeña. Bajo condiciones de igual velocidad, los tubos de diámetros pequeños incrementan los coeficientes de transferencia de calor, así como la caída de presión.

Normalmente los tubos más pequeños considerados para un proceso de intercambio de calor es de 5/8 de pulgada, aunque hay aplicaciones en donde tubos de 1/2, 3/8, o hasta 1/4 de pulgada son la mejor opción. Sin embargo el límite práctico es el que se requiere para efectuar una limpieza mecánica por el interior de los tubos, la cual necesita un diámetro mínimo de 3/4 de pulgada para tubos rectos, y una pulgada para tubos en "U".

Los tubos comprendidos en el rango de 5/8 a 1 pulgada son comunes para cambiadores de calor de tubos y coraza y se encuentran más fácilmente disponibles en diferentes materiales de construcción.

2.-Longitud de los tubos

Generalmente, los tubos largos proveen un menor costo para una superficie dada porque se requiere un menor número de tubos y un tamaño reducido para los espejos y bridas (La máxima longitud que

manejan la mayoría de los fabricantes es de 40 pies). Sin embargo, no implica que la longitud más grande de los tubos siempre produce un cambiador óptimo.

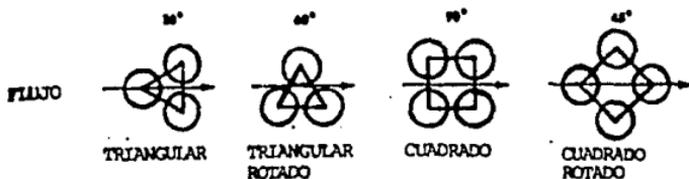
Tubos de 20 pies de longitud se consideran a menudo máximos si se requiere una limpieza mecánica en los tubos, debido al límite de la longitud de los "cleaning drills".

Cuando se tienen fluidos con elevados rangos de temperatura se deben preferir tubos cortos ya que éstos están menos sujetos a la distorsión.

En ocasiones la longitud de tubos se ve limitada por valores máximos en la velocidad de los fluidos, o en la caída de presión permisible, que forzan el diseño de envolventes cortas y de diámetro grande.

2.2.1.4 SELECCION DEL ARREGLO DE TUBOS

1.-Arreglo de tubos. El arreglo puede ser triangular, triangular rotado, cuadrado o cuadrado rotado, como se muestra en la figura 2.2.



NOTA: La flecha de flujo es normal al corte del haz

FIG. 2.2

Al seleccionar uno de estos arreglos se debe tener presente lo siguiente:

El arreglo cuadrado y cuadrado rotado son menos compactos, proporcionan menores caídas de presión y menores coeficientes convectivos en la mayoría de los casos que involucran intercambio de calor sin cambio de fase. Son empleados cuando se espera o es necesario limpiar mecánicamente el exterior de los tubos, dan el mejor

funcionamiento para una caída dada en flujo turbulento, pero en flujo laminar son los peores.

El arreglo triangular proporciona los mejores coeficientes de transferencia de calor en intercambio de calor sin cambio de fase y proporciona mayor área de superficie para un diámetro de coraza dado. El arreglo triangular rotado es el más comúnmente empleado ya que proporciona una buena relación de transferencia de calor por unidad de caída de presión.

En algunos diseños se requiere un amplio paso del arreglo triangular para facilitar bajas caídas de presiones o reducir la velocidad del fluido en la coraza.

2.2.1.5 SELECCION DEL NUMERO DE PASOS DE TUBOS Y DE PASOS DE CORAZA

El número de pasos de tubos o de pasos de coraza proveen el diseño óptimo de un cambiador de calor. La selección del número de pasos depende de las temperaturas de operación, de la caída de presión permitida, de las velocidades del fluido, de costos relativos, y de la experiencia del diseñador.

Número de pasos de tubos

El número de pasos de tubos puede encontrarse en el rango de 1 a 18. Múltiples pasos de tubos son empleados para incrementar la velocidad y por tanto, la transferencia de calor. Un diseño para un gran número de pasos resulta de la necesidad de compensar gastos máxicos bajos o de la necesidad de mantener altas velocidades para reducir el ensuciamiento y obtener una buena transferencia. En la selección del número de pasos de tubos, el diseñador debe limitar la velocidad para mantener una caída de presión prefijada, así como evitar la erosión y la vibración del tubo.

2.2.1.6 SELECCION DEL FACTOR DE ENSUCIAMIENTO O DE OBSTRUCCION ¹⁰

El ensuciamiento es la depositación de materiales indeseables en la superficie de transferencia de calor, la cual incrementa la resistencia a la transmisión del calor. El fenómeno de la incrustación es complejo y puede tener los siguientes tipos:

- a) Depósito de partículas (originalmente presentes en el fluido).
- b) Cristalización (por sustancia de solubilidad baja).
- c) Corrosión (por la presencia de agentes que la forman *in situ*).
- d) Reacción química (formada en la superficie de transferencia).
- e) Biológica (crecimiento de microorganismos).
- f) Solidificación (por congelamiento de líquidos de punto de congelación alto).

Cabe mencionar que dependiendo de la magnitud relativa de las resistencias individuales de los fluidos en el cambiador de calor, el impacto o efecto de los factores de incrustación en el área de diseño del equipo varía típicamente entre 10 a 40%, o más, por tanto la elección de los factores de obstrucción juega un papel importante en cualquier diseño por el impacto económico de gran importancia en la inversión y operación del equipo.

El fenómeno de la incrustación repercute en los siguientes factores:

- 1.-Incremento en la inversión inicial del equipo.
- 2.-Incremento en costos de operación por el aumento de las caídas de presión.
- 3.-Incremento en costos de mantenimiento.
- 4.-Pérdidas de producción o capacidad de la planta, en los periodos de limpieza.

El fenómeno de la incrustación es muy dependiente de los

¹⁰ Anaya, D. A., 1989, "Análisis de los criterios de selección de los factores de incrustación o ensuciamiento en el diseño de cambiadores de calor", Revista del Instituto Mexicano del Petróleo, enero-marzo, pág. 22 a 32.

siguientes factores:

a) Temperatura del fluido. En general un aumento incrementa la incrustación, sobre todo en el caso de agua que contiene sales con solubilidad inversa.

b) Temperatura de la Pared de los tubos. Es importante no perder de vista, que diferencias medias de temperaturas elevadas (ΔT) dan por resultado temperaturas de pared (T_w) de la superficie que pudieran servir como promotoras de ensuciamiento.

c) Velocidad del fluido. No se recomienda velocidades menores a 1 m/s, una mayor turbulencia disminuye el ensuciamiento.

d) Material de la tubería y acabado. Es necesario revisar la compatibilidad material-fluido no sólo a condiciones normales de operación, sino también en condiciones extremas.

e) Naturaleza del fluido y del depósito. Debe valorarse las características propias del fluido a manejar.

f) Tiempo de operación.

Factores en el diseño de cambiadores de calor que afectan la tendencia a la incrustación:

a) Areas muertas o de bajo flujo. Un ejemplo de lo anterior ocurre cuando se tienen velocidades relativamente bajas que corresponden por lo general a cortes y espaciamientos grandes de las mamparas. Algunas soluciones a este problema son el uso de cortes y espaciamientos pequeños, mamparas sin tubos en la ventana, arreglos rotados, etc.

b) Velocidad del fluido ($V_{\text{mínima}}=1\text{m/s H}_2\text{O}$).

c) Areas calientes o frías localizadas.

d) Acabado de las superficies metálicas.

e) Materiales de construcción

f) Facilidades de venteo y drenaje.

g) Márgenes de sobrediseño. No debe olvidarse que el área de transferencia adicional se traduce en área de flujo, con el consiguiente deterioro en la velocidad del fluido. A su vez, menor velocidad implica menor turbulencia y menor coeficiente individual de transferencia de calor. Un coeficiente más bajo puede también dar por resultado una temperatura de pared más alta que favorezca el ensuciamiento.

Hasta la fecha, las fuentes tradicionales de valores de resistencia de ensuciamiento para el diseño de cambiadores de calor, se han basado en experiencias de operación de diversas plantas y para diferentes servicios. En algunas ocasiones el usuario es quien determina dichos valores de ensuciamiento, y en otras se recurren a valores "típicos" tabulados en alguna publicación. Tal es el caso, por su importancia a nivel industrial, de las tablas que desde 1941 aparecen en el estándar TEMA. Ambos casos presentan limitaciones en cuanto a la aplicabilidad generalizada de los valores propuestos.

2.2.1.7 SELECCION DE LA CAIDA DE PRESSION PERMISIBLE

La selección de la caída de presión permisible es un factor extremadamente importante en la optimización tanto de diseño de cambiadores de calor como del proceso mismo.

El mayor coeficiente de transferencia de calor (en fluidos no isotérmicos) y la mínima área de superficie resultan cuando se utiliza toda la caída de presión disponible, por tanto, como regla general es recomendable el empleo de la caída de presión disponible. Sin embargo, la reducción del tamaño y del costo del equipo se realiza a expensas de los costos de operación.

El incremento de la caída de presión aumenta la velocidad del fluido y normalmente disminuye los problemas de ensuciamiento, sin embargo, las velocidades de los fluidos deberán limitarse a valores máximos para evitar daños mecánicos a los componentes del cambiador debido a erosión o vibración.

2.2.1.8 SELECCION DE ACERCAMIENTOS DE TEMPERATURA

Un factor importante en el diseño de cambiadores es la elección del acercamiento de temperaturas, y consecuentemente la diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML), tiene un pronunciado efecto en el área requerida para la transferencia de calor y en la operación del equipo. Una DTML alta, generalmente resulta en un pequeño cambiador de calor.

No obstante que las temperaturas iniciales y finales de las

corrientes de proceso son usualmente especificadas dentro del diseño de proceso, se debe recordar que fluidos de calentamiento con niveles de temperatura elevados (o fluidos de enfriamiento con niveles bajos de temperatura) con respecto al otro fluido, producen grandes diferencias de temperatura; si estas son excesivas pueden originar ensuciamiento, descomposición de productos, o deposición de otros materiales. Por otra parte, acercamientos pequeños de temperatura, y por tanto pequeñas diferencias de temperatura entre la entrada de una corriente y la salida de la otra, tienen un efecto pronunciado en la DTML.

Aunque no hay reglas específicas para determinar el mejor acercamiento de temperaturas, se presentan, a continuación, algunas recomendaciones:

- 1.-El acercamiento mayor de temperaturas deberá ser al menos de 20°C.
- 2.-El acercamiento menor de temperaturas deberá ser como mínimo de 5°C. Para el caso de intercambio de calor entre dos corrientes de proceso, deberá ser al menos de 20°C.
- 3.-En servicios con agua de enfriamiento, el rango de temperaturas del agua deberá ser menor a 10°C para DTML's bajas (<40°C) y de 10-20°C para DTML's elevadas (>40°C). La temperatura de salida del agua no deberá ser superior a 85°C debido a que a temperaturas mayores disminuye la solubilidad del aire, y por consecuencia se incrementan los problemas de deposición y corrosión.
- 4.-Se debe favorecer en lo posible el uso de DTML's elevadas en corrientes con coeficientes de transferencia de calor bajos y DTML's bajas en fluidos con coeficientes elevados.

2.2.1.9 SELECCION DEL TIPO DE MAMPARAS

Las mamparas contenidas en el interior de la coraza tienen como propósito cambiar de dirección o dirigir el fluido a través de la envolvente, y actuar como soporte de los tubos para evitar que se flexionen y para asegurar un espaciado constante entre ellos.

El tipo de flujo en la coraza depende del tipo y arreglo de las mamparas. En algunas casos el tipo de flujo afecta grandemente el rendimiento térmico del cambiador, mientras que en otros, el tipo de

flujo no tiene gran relevancia. Por ejemplo, el tipo de flujo es de menor importancia cuando se presenta vaporización o condensación.

El cálculo de coeficientes y caídas de presión por lado de la envolvente se establece en función de 2 patrones de flujo básicos: el flujo cruzado (flujo transversal al banco de tubos) y flujo longitudinal (flujo paralelo al haz de tubos). El parámetro de referencia que define a ambos, es la separación de las mamparas (Fig. 2.3).

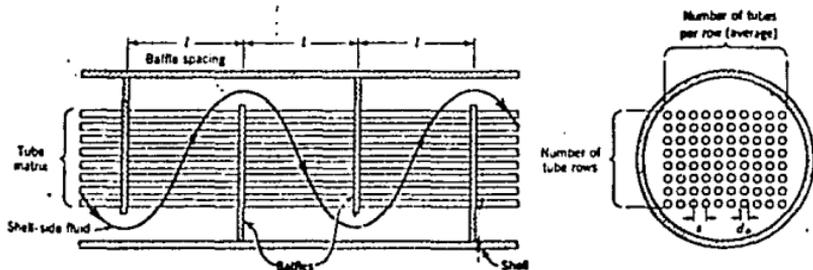


FIG.2.3 Secciones a través de un cambiador de tubos y coraza, mostrando el espaciado entre mamparas o deflectores.

A continuación se describe los tipos de mamparas más comunes:

1.-Mamparas segmentadas. Este tipo de mampara provee un alto grado de turbulencia y por tanto, provee un coeficiente convectivo alto aun cuando por la coraza fluya una cantidad pequeña de líquido. El corte de la mampara se define como la relación en porcentaje de la altura del segmento vacío de la mampara entre el diámetro interno de la coraza. Es preferible que el corte de las mamparas se encuentre en el rango de 20 a 35%, especialmente en fluidos sin cambio de fase, o en la condensación o vaporización de fluidos con rango de temperatura. Las mamparas pueden ser arregladas para flujo arriba-abajo (corte horizontal) o pueden ser rotados 90° para un flujo lado con lado (corte vertical). Las mamparas de corte horizontal se utilizan comúnmente para calentamiento y enfriamiento de fluidos sin cambio de fase, para prevenir estratificación en el enfriamiento de líquidos muy viscosos. Las mamparas de corte vertical se emplean comúnmente para

vaporización, condensación, para evitar el estancamiento del vapor y el líquido, para fluidos sin cambio de fase y con sólidos en suspensión, para enfriamiento y calentamiento de gases.

2.-Mamparas múltiplemente segmentadas. Se caracterizan por grandes áreas abiertas. Su empleo es similar a la segmentada pero para requerimientos de menor caída de presión.

En la medida que el coeficiente de transferencia de calor o la caída de presión por lado de la envolvente sea el factor dominante en el diseño del cambiador, será la importancia que se le deberá dar al diseño y configuración de las mamparas.

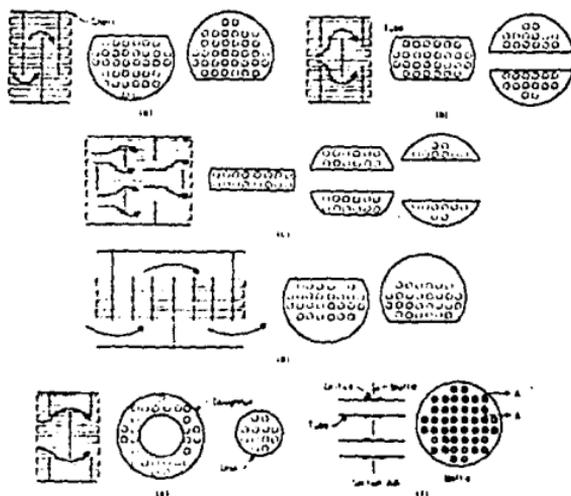


FIG. 2.4 Tipos de mamparas. (a) mampara simplemente segmentada. (b) mampara doblemente segmentada. (c) mampara triplemente segmentada. (d) mampara sin tubos en la ventana. (e) mampara de disco y corona. (f) mampara de orificio.

Los elemento de diseño, enlistados anteriormente, se enfocaron principalmente en describir sus efectos térmicos-hidráulicos para una configuración en particular de los mismos, y de un análisis de éstos, elegir la mejor combinación.

Sin embargo, si se desea obtener un diseño óptimo, existen otros factores más por considerar. Pero, debido a que no están estrechamente ligados al diseño térmico, no serán descritos en la presente Tesis, y sólo se mencionaran brevemente:

Existen otros factores que se refieren al tipo de cambiador y al tipo de construcción. Esto es, elegir entre un cambiador de espejos fijos, de tubos en U o de cabezal flotante; opciones que definen el tipo de construcción.

Adicionalmente, existen otros factores que se refieren al tipo de cambiador, tales como aquellos que determinan el tipo de cabezal de admisión, el tipo de coraza y el tipo de cabezal de retorno a utilizar.

CAPITULO 3

DISEÑO TERMICO-HIDRAULICO DE CAMBIADORES DE CALOR

El diseño consiste en determinar todos los parámetros de construcción de un intercambiador "nuevo" a partir de las condiciones de proceso y considerando las restricciones de diseño, tanto físicas como de operación.

En todo diseño se parte solamente de las condiciones de proceso, tales como carga térmica, flujos máxicos, temperaturas, factores de ensuciamiento, y caídas de presiones permisibles, principalmente. Conociendo estos datos, el diseñador deberá especificar totalmente la geometría óptima del cambiador.

Para obtener una diseño es necesario establecer tentativamente una geometría dada, y someterla a una evaluación térmica-hidráulica. Si ésta no cumple con el servicio deseado, se propone otra geometría a criterio del diseñador y se prueba nuevamente. Este procedimiento involucra un proceso de prueba y error, procedimiento que se repetirá hasta encontrar un arreglo que cumpla con las condiciones de proceso.

El método de diseño térmico que se propone y que emplea el programa, se basa en la suposición de la existencia de un intercambiador, sometiéndolo a una serie de pruebas con el fin de determinar si el área supuesta coincide con el área requerida para efectuar el intercambio de calor a las condiciones de proceso, para un factor de obstrucción y caídas de presión determinadas.

La serie de pruebas consiste en someter un diseño inicial de un cambiador, con una geometría en particular, a una evaluación

térmico-hidráulica. De dicha evaluación se obtienen, entre otros parámetros, los coeficientes convectivos, el coeficiente global de transferencia de calor y las caídas de presión. Con algunos de éstos parámetros se obtiene el área requerida para la transferencia de calor que de satisfacer las condiciones de proceso y de operación, especificados por el diseñador, se entenderá que el arreglo propuesto es el adecuado, finalizando el diseño térmico.

Al someter el intercambiador de calor a una serie de pruebas implica efectuar un proceso iterativo que finaliza cuando el área supuesta en la última prueba coincide con el área requerida evaluada en la prueba actual, y las caídas de presión actuales no exceden las máximas permitidas.

Cabe aclarar que en la primera iteración, el valor del área de transferencia es, efectivamente, supuesta ya que en la segunda iteración, y de cumplirse algunas otras condiciones que se mencionarán en su oportunidad, el área de transferencia tomará el valor del área requerida obtenida de la primera iteración; en la tercera iteración, el área de transferencia tomará el valor del área requerida obtenida de la segunda iteración y así sucesivamente en las siguientes iteraciones hasta obtener la convergencia.

El proceso anterior constituye un criterio para aproximarse, de manera progresiva, al área requerida de transferencia de calor, evitando suposiciones adicionales.

La estructura conceptual del método de diseño tiene contemplado que el diseñador asignará valores fijos a la mayoría de las variables geométricas de diseño.

Cabe mencionar lo siguiente: al asignar valores fijos a algunas de las variables geométricas de diseño, el programa puede encontrar únicamente un diseño que cumple con todas las restricciones. Esto no significa que el diseño propuesto sea único, sino que son posibles varias soluciones; aumentando el número de soluciones conforme se asignan rangos de valores a las variables geométricas de diseño.

Para disminuir el número de soluciones posibles, sería necesario establecer criterios de optimización, criterios tales como costo, confiabilidad y seguridad. La adición de estos criterios, en el programa, no se encuentra contemplado en los objetivos de la presente Tesis. El objetivo del método de diseño es suministrar diseños de

cambiadores de calor de tubos y coraza (de un paso por la coraza y n-pasos pares de tubos) que cumplan con los requerimientos térmicos, con las caídas de presión permitidas (tratando de consumir la caída de presión máxima permitida) y con las restricciones dimensionales dadas por el diseñador.

Esquemáticamente el diseño térmico-hidráulico que se propone, se representa en el siguiente diagrama de bloques de la figura 3.1.

3.1 IDENTIFICACION Y MANEJO DE LAS VARIABLES DE DISEÑO

Es importante identificar que tipo de variables son convenientes de incluir en el proceso de diseño, de identificar cuales parámetros son usualmente especificados en el diseño de un cambiador de calor de tubos y coraza. Así como identificar los valores que se les pueden asignar durante el proceso de diseño.

El poder lograr lo anterior, además de aclarar el entorno del diseño, marcaría el camino a seguir en la estructuración de los datos.

Teniendo presente lo anterior, se identificaron las variables de diseño, clasificadas de la siguiente forma ¹¹:

- 1.-Variables elementales de la geometría del diseño.
- 2.-Variables alternativas de diseño.
- 3.-Variables de proceso y de operación.

VARIABLES ELEMENTALES DE LA GEOMETRIA

En la mayoría de los casos podrían ser especificados dentro de un amplio rango de valores aceptados en la práctica, estos incluyen los siguientes parámetros de diseño:

- 1.-Diámetro de la coraza. Es una variable primaria, usualmente restringida a un tamaño máximo aceptable por limitación de construcción o instalación.

¹¹ Palen, J.V., Cham, T.P., Taborek, J., 1978, Optimization of Shell-and-Tube Heat Exchangers by case study method, AIChE SYMPOSIUM SERIES, HEAT TRANSFER-RESEARCH AND DESIGN, No. 190, v. 70, pág. 205 a 214.

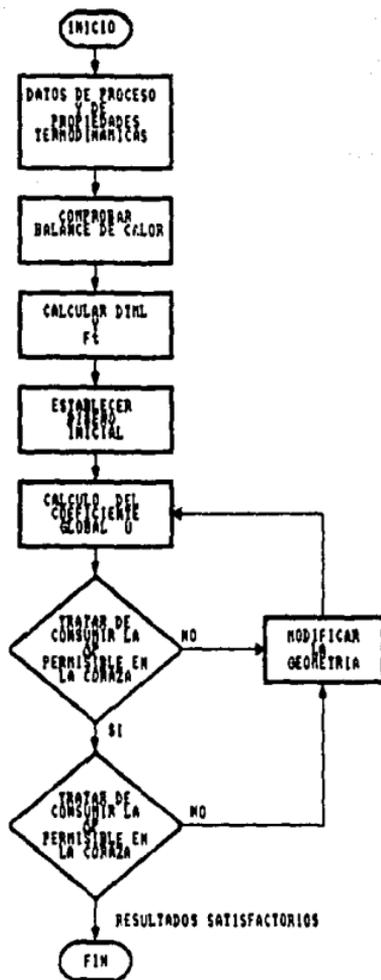


FIG. 3.1 DIAGRAMA DE BLOQUES BASICO PARA EL DISEÑO TÉCNICO-HIDRÁULICO DE UN
CAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORONA

2.-Diámetro del tubo. En las prácticas presentes esta variable es frecuentemente restringida innecesariamente. Si no se involucra métodos de limpieza mecánica, el mínimo tamaño es un parámetro puramente optimizable.

Cabe mencionar que los cambiadores de calor con pequeño diámetro de tubos (5/8" a 1" de $\phi_{ext.}$) generalmente son los más económicos que diseños con grandes tubos, porque los tubos más pequeños proveen una unidad más compacta. Sin embargo, el uso de estos tubos pequeños son prohibitivos cuando la caída de presión permitida es muy baja.

3.-Longitud del tubo. Frecuentemente fijo sin razones válidas. Las restricciones en la longitud pueden darse debido a limitaciones de espacio para la instalación del cambiador.

4.-Paso del arreglo de tubos. Unicamente un valor mínimo es positivamente límite por dificultades de manufactura. Esta puede ser una variable extremadamente importante en casos donde se limita la caída de presión en la coraza, especialmente si se conecta con variaciones en la longitud del tubo.

5.-Espaciamiento entre deflectores. Existen limitaciones mínimas como consecuencia de prácticas estandares de diseño, variando entre 20% del diámetro de la coraza para pequeñas a medianas corazas, a 10% del diámetro de la coraza para grandes corazas. El máximo espaciamiento es también determinado por la necesidad de soporte de los tubos. El espaciamiento es seleccionado para obtener una velocidad alta dentro del límite de caída de presión.

6.-Corte del deflector. El corte de los deflectores es, por prácticas de diseño, una función única del espaciamiento entre deflectores y no es incluida como un parámetro de optimización. Sin embargo, la tendencia es obtener área de ventana y flujo cruzado aproximadamente iguales, con objeto de evitar expansiones y contracciones repentinas del fluido.

7.-Pasos de tubos. En los casos en donde no hay cambios de fase, se determinan de la completa utilización de la caída de presión permitida. El límite máximo es función del diámetro de la coraza.

Este tipo de variables, en el caso de optimizar un diseño, toman valores de un rango especificado por el diseñador. Modificando su valor, de ser necesario, a lo largo del proceso de optimización.

VARIABLES ALTERNATIVAS DE DISEÑO

Este es un grupo de variables de diseño las cuales no se prestan en sí dentro de algún esquema de optimización. Este grupo representa una asignación completamente diferente o un criterio alternativo, lo cual no puede ser lógicamente combinado con las variables de la geometría. Para obtener un diseño óptimo, cada uno de los casos serían tratados como un problema independiente. Típicamente este tipo de variables alternativas de diseño incluyen:

1.-Tipo de tubo. Liso o aleteado; su desempeño depende de demasiados criterios como para ser incluidos en un proceso general de optimización.

2.-Tipo de coraza. Mientras la coraza TEMA tipo "E" es la más frecuentemente empleada, otros tipos, tales como "F", "G" o "J" serán preferibles en algunos casos, sobre todo cuando la caída de presión del lado de la coraza es demasiado alta.

3.-Material de los tubos. Una variable potencialmente fuerte, especialmente en casos de corrosión o ensuciamiento.

4.-Tipo de deflector. Deflectores dobles o múltiplemente segmentados pueden producir diseños superiores en algunos casos de caídas de presión limitadas en el lado de la coraza, comparadas con los deflectores simplemente segmentados.

VARIABLES DE PROCESO Y DE OPERACION

La variable de operación más importante es la caída de presión máxima permisible, la cual, usualmente es especificada, pero frecuentemente el valor se ha basado en prácticas pasadas o es arbitrario. Esta variable determina, virtualmente, el diseño de un cambiador y define los consumos de energía durante la operación del equipo. Otras son flujo de calor máximo, la velocidad máxima y mínima

de los fluidos en la coraza y en los tubos, y las temperaturas de operación.

VARIABLES INCLUIDAS EN EL METODO DE DISEÑO

La estructura del método tomará en cuenta algunas de las variables mencionadas en la clasificación.

Como variables de la geometría se encuentran los parámetros que a continuación se enlistan, la mayoría de ellos se les asignará valores fijos:

- 1.-Diámetro de la coraza. Valor a encontrar.
- 2.-Diámetro del tubo. Especificado por el diseñador.
- 3.-Longitud máxima del tubo. Dato especificado por el diseñador. El valor final será igual o menor al especificado.
- 4.-Paso del arreglo de tubos. En este caso se suministra el valor de la relación de paso (el paso dividido entre el diámetro exterior del tubo), que no debe ser inferior al mínimo valor de 1.25 que señala la norma TEMA.
- 5.-Espaciamiento entre mamparas. Valor a encontrar. El valor final del espaciamiento se ubicará entre los rangos extremos:
 - espaciado máximo= diámetro interno de la coraza.
 - espaciado mínimo= 20% del diámetro interno de la coraza.

Estas limitaciones originan el hecho de que a espaciados más amplios, el flujo tiende a ser axial en lugar de perpendicular al haz de tubos, y a un espaciado demasiado cerrado hay excesivas fugas entre los deflectores y la coraza.

- 7.-Pasos de tubos. Valor a encontrar. El número de pasos se ubicará dentro del rango de 2 a 8 pasos y sólo se contemplan valores enteros par.

El programa no tiene contemplado el empleo de variables alternativas de diseño, puesto que el método está estructurado para obtener diseños de cambiadores de calor de tubos y coraza de un paso de coraza y n-pasos pares de tubos (a partir de este momento se le denominará cambiador de calor 1-2n). El tipo de coraza ha emplear es TEMA tipo "E", de deflectores simplemente segmentados con corte horizontal de 25% y de tubos lisos.

Existe una variable más a considerar: el arreglo de tubos. Esta variable puede considerarse como una variable alternativa de diseño por la siguiente razón: En el programa se incluyen cuatro tipos de arreglos de tubos, si bien sólo se elige un tipo al inicio del programa y no se modifica en el transcurso del proceso de cálculo, puede modificarse el arreglo en un nuevo intento, empleando los datos anteriores y comparar los resultados.

Los tipos de arreglo que se incluyen son: triangular, triangular rotado, cuadrado y cuadrado rotado.

Una vez seleccionado el tipo de arreglo y el valor correspondiente a la conductividad térmica del material del tubo, no se modificará su valor en el transcurso del proceso iterativo.

Como variables de proceso y de operación se encuentran contemplados las siguiente variables suministradas por el diseñador:

- 1.-Temperaturas de proceso.
- 2.-Gastos máxicos.
- 3.-Propiedades termodinámicas y físicas.
- 4.-Caídas de presión máxicimas permitidas.
- 5.-Factor de obstrucción combinado.

Antes de describir cada una de las etapas que conforman el método de diseño térmico que se propone, es conveniente exponer los cálculos de diseño empleados, y también, exponer el criterio general de convergencia que se propone para definir si un arreglo geométrico determinado cumple con las condiciones de proceso.

3.2 CALCULOS DE DISEÑO

Los cálculos de diseño de los cambiadores de calor consisten en encontrar las soluciones simultáneas de las ecuaciones de balance de calor y de transferencia de calor, y cualquier cálculo se basa en estas ecuaciones.

Las ecuaciones que se muestran a continuación se refieren a cambiadores de calor donde no existe cambio de fase en las corrientes involucradas:

a) Ecuación de Balance de calor. El balance de calor entre la corriente caliente y la corriente fría, despreciando cualquier pérdida de calor, se representa, de acuerdo a la primera ley de la Termodinámica por:

$$Q_r = W(h_1 - h_2) = w(h_2 - h_1) \quad (1)$$

Si no existe cambio de fase en las corrientes y si se considera que el calor específico es constante, la anterior expresión se reduce a:

$$Q_r = W C_p (T_1 - T_2) = w c_p (t_2 - t_1) \quad (2)$$

b) Ecuación general de transferencia de calor. Como una extensión de la ley de enfriamiento de Newton, con el coeficiente global de transferencia de calor U en lugar del coeficiente convectivo simple h , se emplea la expresión:

$$Q_r = U_m A \Delta T_m \quad (3)$$

A partir de la ecuación de transferencia de calor se determina la superficie del cambiador requerida para transferir el calor de trabajo:

$$A_{\text{requerida}} = \frac{Q_r}{U_m \Delta T_m} \quad (3a)$$

Puesto que el calor total transferido es un dato, se deduce que el problema de hallar la superficie de transferencia de calor consiste en calcular el coeficiente global medio U_m y la diferencia de temperaturas media ΔT_m (o DTM), y obtener la superficie requerida a partir de la ec. (3a).

El cálculo de la DTM se obtiene empleando el método de diferencia de temperaturas media logarítmica ΔT_{\log} (o DTML), como se detalla enseguida.

CALCULO DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURAS MEDIA

Los cálculos de todos los cambiadores de calor se subordinan a la ecuación básica:

$$dq = U (T-t) dA \quad (4)$$

Esta ecuación es estrictamente válida para valores puntuales del coeficiente U con respecto a la superficie de transferencia de calor dA y de alguna relación entre la temperatura y el calor, expresada como dQ contra cambio de temperatura. En este sentido, actualmente todos los términos de la ecuación (4) pueden ser interrelacionados pero deberán ser entonces resueltos únicamente en una base puntual. Rearreglando la ecuación (4) e integrando se obtiene:

$$A = \int_0^Q \frac{1}{U(T-t)} dq \quad (4a)$$

Si se calcula el valor puntual de U y la correspondiente ΔT y si se grafica $1/[U(T-t)]$ contra Q , el área bajo la curva representará la superficie requerida A .

Los cálculos puntuales pueden ser bastantes complejos y son practicamente resueltos únicamente por sofisticados programas de computadora, y aún, en tal caso, las técnicas para hacerlo son aproximadas.

Para muchos arreglos de flujos y procesos de transferencia de calor, especialmente en donde no hay cambio de fase, la integración de la ecuación (4) puede efectuarse bajo un número de suposiciones restrictivas. Estas son, en orden decreciente de importancia y para cambiadores de calor de tubos y coraza ¹²:

1.-El coeficiente global de transferencia de calor U es constante a través del cambiador.

2.-La temperatura del fluido en la coraza y la temperatura del fluido en un paso de tubos se encuentran a una temperatura isotérmica promedio en cualquier sección transversal. Los gastos máscicos se encuentran uniformemente distribuidos a través del cambiador, no ocurre estratificación, efectos de bypass o fugas en alguna corriente.

3.-Para cambiadores de tubos y coraza con mamparas planas, la elevación de la temperatura entre mamparas es pequeño comparado con la

¹²Gardner, K., y Taborak, J., 1977, "Mean Temperature Difference: A Reappraisal", AIChE Journal, noviembre (V. 23 No. 6), pág. 778.

elevación global de temperatura a lo largo del cambiador. Esto es, el número de deflectores es grande.

4.-El gasto másico y el calor específico de cada fluido es constante.

5.-No hay cambio de fase en las corrientes en alguna parte del cambiador o si ocurre condensación o evaporación, ésta deberá ser uniforme en toda la superficie y de tal forma que cantidades iguales de calor son intercambiados para cambios iguales en la temperatura del fluido. Esto produce una gráfica lineal de calor intercambiado contra temperatura.

6.-Hay igual superficie de transferencia de calor en cada paso de tubos o paso de coraza.

7.-Las pérdidas de calor hacia el exterior son despreciables.

Si todas las suposiciones restrictivas anteriores son consideradas válidas, la integración de la ecuación (4a) para flujo a contracorriente (o para flujo paralelo) produce la solución elemental para la diferencia de temperaturas media Δt_m como DTML, la cual llega a ser una función de las diferencias de temperaturas de las terminales caliente y fría:

$$\Delta t_m = \Delta t_{log} = \frac{(\Delta T_c - \Delta T_f)}{\ln (\Delta T_c / \Delta T_f)} \quad (5)$$

$$\text{si } \Delta T_c \rightarrow \Delta T_f \rightarrow \Delta t_m = \frac{\Delta T_c + \Delta T_f}{2}$$

Para calcular DTML para flujo a contracorriente las terminales caliente y fría son:

$$\Delta T_c = (T_1 - t_2) \quad (5a)$$

$$\Delta T_f = (T_2 - t_1) \quad (5b)$$

Para varias combinaciones de flujos en contracorriente y en paralelo tal como ocurre en cambiadores de múltiples pasos de tubos¹⁸, la Δt_m se obtiene mediante un factor de corrección F_r que depende del tipo de cambiador empleado:

¹⁸ En la literatura usualmente se maneja el concepto de que en este tipo de intercambiador existe una combinación de flujo en contracorriente y en paralelo; esto se aclara si se observa la gráfica resultante de temperaturas contra longitud o área; respecto al fluido de la coraza, uno de los pasos en los tubos está en contracorriente y el otro en paralelo. Sin embargo, no olvidar que en realidad se tiene 2 patrones de flujo básicos: el flujo cruzado y el flujo longitudinal.

$$\Delta t_m = F_T \Delta t_{log}$$

(6)

En donde Δt_{log} es la DTML para flujo en contracorriente pura, y el factor de corrección de la diferencia de temperaturas media logarítmica para un cambiador de un paso por la coraza y n pasos pares de tubos¹⁴ es:

$$F_T = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \left[\frac{1-P}{1-PR} \right]}{(R-1) \ln \left[\frac{2-PR+1-\sqrt{R^2+1}}{2-PR+1+\sqrt{R^2+1}} \right]} \quad (7)$$

Cuando $R=1$

$$F_T = \frac{\sqrt{2} (P)}{(1-P) \ln \left[\frac{2-P(2-\sqrt{2})}{2-P(2+\sqrt{2})} \right]} \quad (7a)$$

en donde:

$$R = \frac{T_{c1} - T_{c2}}{t_{12} - t_{11}} \quad (7b)$$

$$P = \frac{t_{12} - t_{11}}{T_{c1} - t_{11}} \quad (7c)$$

T_c y t_i son las temperaturas de los fluidos en la coraza y en los tubos respectivamente¹⁵.

La expresión anterior corresponde al cálculo de F_T para un cambiador de un paso de coraza y dos pasos de tubos pero se aplica también para cambiadores de n pasos pares de tubos ya que el error que se comete es pequeño. Un análisis reciente muestra que el error más grande posible para un cambiador 1-4 fue de 4.4%, incrementándose a 6.8% para un cambiador 1-12¹⁶.

¹⁴ Vong, H. Y., "Handbook of Essential Formulae and Data on Heat Transfer for Engineers", Longmann, New York, 1977, pág. 197.

¹⁵ Incropera, "Introduction to Heat Transfer", p. 411

¹⁶ Rohsenov, W. M. (editores), "Handbook of Heat Transfer", Mc Gray-hill, New York, 1975, pág. 18-4.

El valor de F_r varía desde el valor máximo posible, $F_r=1$ (valor máximo que corresponde a un cambiador a contracorriente con un sólo paso de tubos) hasta el mínimo valor recomendado de $F_r=0.8$.

Alrededor de F_r mínimo se presenta un cruce de temperaturas, es decir cuando $t_s > T_s$. La presencia de un cruce de temperaturas es significativo ya que muestra un potencial de temperaturas relativamente pequeño entre los fluidos. Esto puede requerir una de las dos opciones: (a) un gran área para transferir calor, o (b) una velocidad relativamente alta de los fluidos para incrementar el coeficiente de transferencia de calor con las consecuentes pérdidas por fricción.

Por esta razón los cambiadores de tubos y coraza son diseñados para factores de F_r más grandes que F_r mínimo con el fin de utilizar eficientemente la superficie de transferencia.

3.3 CRITERIO GENERAL DE CONVERGENCIA

El criterio que se establece a continuación, tiene como función el definir si un intercambiador propuesto será sometido a una nueva iteración.

Partiendo del cálculo térmico-hidráulico y concentrando la atención, por el momento, en la parte térmica de dicho cálculo, se efectúa lo siguiente:

1.-Calcular el área requerida A_{req} mediante Q_r , Δt_m y con el coeficiente global sucio U , obtenido del cálculo térmico-hidráulico, se tiene:

$$A_{req} = \frac{Q_r}{U_f \Delta t_m} \quad (3b)$$

2.-Calcular el área real actual del cambiador mediante el número total de tubos, diámetro exterior y longitud de los tubos:

$$A_{act} = n_t (n_d \text{ do } L) \quad (3c)$$

en adelante se le denominará área actual de diseño.

3.-Evaluar el siguiente cociente:

$$R_A = \frac{A_{actual}}{A_{requerida}} \quad (3d)$$

Del valor del cociente, se extrae las siguientes conclusiones:

Si $RA > 1$, implica que se tiene mayor área de transferencia de la necesaria.

Si $RA < 1$, implica que se tiene menor área de transferencia de la requerida.

Si $RA = 1$, implica que el diseño cumple térmicamente, y por tanto el equipo cumple con las condiciones de proceso.

4.-Si el cociente es diferente de la unidad, es necesario efectuar otra serie de cálculos hasta lograr que RA sea igual a la unidad. La serie de pasos a efectuar dependerá de qué tan alejado se encuentre el valor de RA de la unidad y del valor calculado para las caídas de presión. Serie de pasos que se describirán más adelante.

En un párrafo anterior, indicábamos no centrar la atención en el cálculo hidráulico del cambiador. Sin embargo, para cumplir satisfactoriamente con el objetivo principal de todo diseño, no solamente se debe cumplir térmicamente, sino también cumplir con las condiciones de operación; para nuestro caso, cumplir con las caídas de presión máximas permitidas. Cuando se logra esta combinación se considera que el arreglo propuesto es el adecuado y entonces el programa termina.

CAPITULO 4

ETAPAS DEL DISEÑO TERMICO-HIDRAULICO

El método de diseño térmico que se propone consta de las siguientes etapas:

- a) Propuesta del diseño inicial.
- b) Cálculo térmico-hidráulico.
- c) Evaluación del diseño actual.
- d) Modificación del diseño inicial.

En cada una de las etapas se desarrolla la base que la sustenta, la descripción básica y las consideraciones desarrolladas para implementarlos en el programa.

4.1 PROPUESTA DEL DISEÑO INICIAL

Esta etapa tiene por objetivo:

- 1) Proponer un primer diseño de un cambiador a partir de los datos suministrados por el diseñador.

- 2) Lograr que el valor de la relación de áreas, RA , sea mayor que la unidad.

Retomando lo expuesto en párrafos anteriores; se sabe que el valor de la relación de áreas puede tomar dos valores (cuando la geometría propuesta no satisface las condiciones de proceso): (a)

cuando $RA > 1$, y (b) cuando $RA < 1$, lo que indica que es necesario disminuir y aumentar el área actual respectivamente.

Esto plantea efectuar dos procesos semejantes. Sin embargo, para efectos de programación y para disminuir notablemente los pasos a seguir, se determinó estructurar el método para trabajar con $RA > 1$ (es decir, se trabajará con un sobrediseño). Cuando se presente $RA < 1$, se efectúa una serie de pasos hasta obtener un valor de $RA > 1$, para posteriormente aprovechar las caídas de presión máximas permisibles. Cabe aclarar que al trabajar con $RA > 1$ no implica que se obtendrán necesariamente diseños sobrados. Puesto que se realizará un ajuste en la longitud de los tubos con el fin de que RA sea igual a la unidad, ajuste que se detalla en su oportunidad.

A continuación se reseña el procedimiento empleado para satisfacer el primer objetivo de la presente etapa.

1er OBJETIVO:

Recopilación de información.

- 1.-Se adquiere información sobre el proceso: Temperaturas iniciales y finales (T_1, t_1, T_2 y t_2), uno o ambos gastos máxicos de las corrientes (W, w). Especificando la localización del fluido caliente en el cambiador, ya sea en los tubos o en la coraza.
- 2.-Se adquiere información sobre las condiciones de operación: caídas de presión máxicas permisible ($\Delta P_{máx}$) y el factor de lodos o de obstrucción combinado (R_d).
- 3.-Se adquiere información sobre las propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo: densidad (ρ), calor específico a presión constante (C_p), viscosidad dinámica (μ), conductividad térmica (k).
- 4.-Se propone como información sobre las especificaciones del cambiador los siguientes parámetros: longitud máxica de los tubos ($L_{máx}$), diámetro externo e interno de los tubos (d_o, d_i), relación de paso del arreglo de tubos (R_p) y tipo de arreglo.
- 5.-Se determina si es práctico diseñar un intercambiador 1-2n.

Esto se logra a partir de las temperaturas de proceso especificadas por el diseñador. Mediante las temperaturas de proceso se calcula el factor de corrección F_r de la DTLM a partir de las ecuaciones (7) a (7c), de tal forma que si el valor F_r es menor que 0.8 significa que no es práctico diseñar un intercambiador 1-2n y por tanto, en nuestro caso, se interrumpe el programa.

6.-Se calcula la diferencia de temperaturas media empleando las ecuaciones (5) a (8).

7.-Se comprueba el balance de calor mediante la ec. (1) o la ec. (2).

Considerando que para este momento se ha determinado que es práctico diseñar un cambiador de calor 1-2n, se propone un diseño inicial. Estimando el valor inicial del área de transferencia de acuerdo al siguiente procedimiento:

8.-Estimación de un valor tentativo del coeficiente global de transferencia de calor U_b suministrado por el diseñador.

9.-Calcular el área A_b mediante Q_r , Δt_m y con el valor tentativo de U_b :

$$A_b = \frac{Q_r}{U_b \Delta t_m}$$

A continuación se asignan valores a los parámetros geométricos para igual o aproximarse al valor del área A_b .

Cabe mencionar que el diámetro interno de la coraza y el espaciamiento entre mamparas son las únicas variables elementales de la geometría que sufren cambios durante la propuesta del diseño inicial. Las restantes variables elementales de la geometría (longitud de los tubos y número de pasos de tubos) permanecen constantes en la presente etapa. La justificación de esta decisión se describe al final de los procedimientos propuestos.

La asignación de valores se efectúa bajo los siguientes lineamientos:

10.-Calcular el número total de tubos en la coraza. Para esta etapa el diámetro y la longitud de los tubos han sido especificados. Con estos valores calcular el área longitudinal de un tubo:

$$A_{L17} = \pi d_o L \quad (10a)$$

Utilizando el valor de A_b , se calcula el número total de tubos que cubren el área de transferencia:

$$n_{\text{total}} = A_b / A_{L17} \quad (10b)$$

11.-Asignar el valor mínimo de pasos de tubos. El mínimo valor de pasos de tubos es de dos.

12.-Asignar como área real actual del cambiador (A_{act}) el valor de A_b (en la primera iteración A_b es el primer valor supuesto del área de transferencia, en la siguiente iteración, de ser necesario, el valor de A_b se estima de manera formal):

$$A_{act} = A_b \quad (10c)$$

13.-Calcular el diámetro interno de la coraza (D_c) que sea capaz de alojar el número total de tubos calculados, tomando en cuenta el número de pasos de tubos, la relación de paso, el diámetro exterior de los tubos y el tipo de arreglo de tubos (el procedimiento para estimar el diámetro de la coraza se detalla más adelante).

En caso de no hallar un diámetro de coraza para el número de tubos calculados, seleccionar el diámetro de coraza más cercano y modificar el valor anterior de A_{act} para el nuevo valor de tubos (n_{tr}):

$$A_{act} = n_{tr} (A_{L17}) \quad (10d)$$

14.-Se asigna un valor para el espaciamiento entre deflectores de un 20% mayor al del valor mínimo recomendable:

$$b = 1.20(b_{\text{mín}}) \quad (10e)$$

$$b_{\text{mín}} = D_c / 3 \quad (10f)$$

Puesto que el valor de $b_{\text{mín}}$ es función del diámetro interno actual de la coraza, decimos que el espaciamiento no se modifica (a voluntad).

Hasta este punto se ha obtenido el conjunto de parámetros geométricos, ya sea calculados o especificados por el diseñador, que determinan el arreglo geométrico del cambiador de calor. Resta someter a prueba este diseño para determinar si el valor de la relación de áreas, RA , es mayor que la unidad:

15.-Calcular el área requerida para la transferencia de calor con el arreglo geométrico actual a partir de la ecuación (3b).

16.-Evaluar la relación de áreas:

$$RA = A_{act} / A_{req}$$

Si el valor de la relación de áreas, RA , es mayor que la unidad proceder con la siguiente etapa para determinar si el diseño cumple con las caídas de presión y con los requerimientos térmicos.

Si el valor de la relación de áreas, RA , es menor que uno implica que es necesario aumentar el área actual de transferencia o disminuir el área requerida (A_{req}) incrementando el coeficiente global. La decisión dependerá del valor calculado para las caídas de presión, en particular el valor correspondiente a la coraza.

El procedimiento que se describe a continuación corresponde al segundo objetivo de la presente etapa:

2o OBJETIVO:

1.-Si el valor de la caída de presión en la coraza (ΔP_c) es menor que la máxima ($\Delta P_{c_{max}}$) nos induce a pensar que es posible incrementar U_f para disminuir el A_{req} y lograr que $RA > 1$.

Para incrementar el valor de U_f es necesario disminuir las áreas de flujo. Esto se consigue al disminuir el diámetro interno de la coraza mediante el número de tubos calculados para la siguiente área:

$$A_D = 0.7(A_{act})$$

(11)

y continuar el proceso de cálculo iniciando con el paso 10) del primer objetivo.

2.-Si el valor de la caída de presión en la coraza (ΔP_c) es mayor

a la máxima ($\Delta P_{c_{max}}$) nos induce a pensar que es recomendable aumentar el área actual de transferencia para lograr que $RA > 1$.

Para incrementar el valor del área inicial de transferencia se efectúa lo siguiente:

$$A_n = 1.2(A_{req}) \quad (12)$$

y continuar el proceso de cálculo a partir del paso 10) correspondiente al primer objetivo.

Cada opción es analizada por el programa, eligiendo aquella en la que RA es mayor a la unidad para efectuar la siguiente etapa, en donde se buscará conseguir que las caídas de presión sean iguales o se aproximen a las máximas permitidas y que la RA sea igual a la unidad.

Los factores multiplicativos de las ecuaciones (11) y (12) no se calcularon teóricamente o por medio de valores usuales. El proceso para obtener estos factores, al igual que otros, se describe en el capítulo 5.

ANÁLISIS DE LOS PARAMETROS GEOMÉTRICOS INVOLUCRADOS EN EL ÁREA REAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y EN EL ÁREA REQUERIDA

De las variables elementales de la geometría, podemos modificar cuatro de ellas a voluntad, estas cuatro variables afectan tanto el área real (A_{act}) como el área requerida (A_{req}), la elección de modificar una o un grupo de ellas es lo que se plantea a continuación.

El área real de transferencia de calor está relacionado funcionalmente con el número total de tubos en la coraza, el diámetro exterior y la longitud de los tubos de la siguiente forma:

$$A_{act} = n_t \pi d_o L \quad (13)$$

De estos parámetros, el n_t es el que afecta, cuantitativamente, en mayor grado el A_{act} ya que puede tomar amplios valores, no así el diámetro exterior y la longitud de los tubos. El valor de d_o no puede modificarse y el valor de L se encuentra restringido a un valor máximo.

De los parámetros involucrados en la ecuación (13), el número de

tubos esta asociado directamente con el diámetro interno de la coraza, variable que podemos modificar.

Los efectos que se consiguen al modificar n_t no sólo se limitan al cambio en valor del área real. Otros efectos se reflejan en parámetros como las áreas de flujo de ambos fluidos, las velocidades de los flujos, los números de Reynolds, los coeficientes convectivos, el coeficiente global de transferencia de calor y en consecuencia en el área requerida A_{req} .

Si examinamos los valores involucrados en el cálculo de el área de transferencia a través de la ecuación (3a):

$$A_{requerida} = \frac{Q_r}{U_m \Delta T_m}$$

se observa que A_{req} depende únicamente del valor de U , ya que Q_r y ΔT_m permanecen constantes. A su vez, U_m es función, entre otros parámetros, de las variables de la expresión (13). Explicitamente, U_m es función de n_t (asociado directamente con el D_c , variable que podemos modificar).

U_m también es función de b y N_{ptu} , variables que también pueden modificarse y que afectan de forma indirecta el valor de A_{req} .

Esto nos indica que cualquier modificación efectuada en los parámetros que intervienen en el cálculo del área real, se produce un cambio en el área requerida. Excluyendo a b y L que afectan únicamente el A_{req} y el A_{act} respectivamente.

Puesto que al modificar el valor del diámetro interno de la coraza (por medio de n_t) se afecta simultáneamente ambos coeficientes convectivos, el coeficiente global de transferencia de calor, el área requerida y el área real sin necesidad de modificar las restantes variables (y entrar en más complicaciones), se puede obtener un diseño que cumpla con las condiciones de proceso pero que quizás no satisfaga las caídas de presión.

Por tanto, si al proponer una arreglo geométrico y someter éste al cálculo térmico-hidráulico, el valor de RA es menor a uno, se modificará únicamente el diámetro interno de la coraza (a partir del número de tubos) hasta que RA sea mayor a uno, modificando los restantes parámetros más adelante.

4.2 CALCULO TERMICO-HIDRAULICO

El cálculo térmico-hidráulico del cambiador de calor se efectúa cada vez que se realiza un cambio en las variables de la geometría tales como cambios en el espaciamiento entre deflectores, número de pasos de tubos y diámetro de coraza. Probando su habilidad para efectuar el cambio requerido en las temperaturas de las corrientes de proceso, dentro de los límites de caídas de presión máximas permisibles.

Para realizar la evaluación del cambiador es necesario que se encuentre totalmente especificado la geometría del cambiador y, desde luego, las condiciones de proceso.

Esta etapa constituye el núcleo del programa, alrededor del cual se establecen los cálculos de diseño. La exactitud en la estimación de los cálculos que forman esta etapa, depende la exactitud del diseño resultante.

Los resultados que se obtienen del cálculo térmico-hidráulico son los coeficientes convectivos, y las caídas de presión para el lado de los tubos y para el lado de la envolvente. Con el cálculo de los coeficientes convectivos y con el factor de obstrucción correspondiente, se obtiene el coeficiente global sucio o limpio tal y como se muestra a continuación.

CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El coeficiente global U se define en términos de la resistencia térmica total para transferir calor entre las dos corrientes del cambiador separadas por la pared del tubo. La expresión para U , despreciando radiación térmica y para tubos limpios y sin aletas, es:

$$UA=UA_0=UA_1= \frac{1}{\sum R} = \frac{1}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k_c L} + \frac{1}{h_o A_o}} \quad (14)$$

en donde A es el área de referencia, la cual puede corresponder a la superficie interior o exterior de los tubos, para evaluar el coeficiente global es necesario especificar el área de referencia. Seleccionando como área de referencia la superficie exterior de los

tubos, la ecuación anterior resulta:

$$U_o = \frac{1}{\frac{r_o}{h_i r_i} + \frac{\ln(r_o/r_i) r_o}{k_t} + \frac{1}{h_o}} \quad (15)$$

El coeficiente U_o anterior se denomina coeficiente global "limpio", puesto que no se incluyen las resistencias térmicas por depositación de incrustaciones en las superficies de los tubos. La adición de estas resistencias al coeficiente U_o limpio, resulta:

$$U_r = \frac{1}{\frac{1}{U_o} + [Rd_o + Rd_i (r_i/r_o)]} \quad (15b)$$

$$U_r = \frac{1}{\frac{1}{U_o} + Rd_{\text{combinado}}} \quad (15c)$$

llamado coeficiente global "sucio" o coeficiente global de diseño, esto último cuando las resistencias debidas a la incrustación toman el valor fijado para las condiciones de operación deseadas. La ec. (15c) es la expresión que se emplea en la presente Tesis para evaluar dicho coeficiente.

CALCULO DE LOS COEFICIENTES CONVECTIVOS Y DE LAS CAIDAS DE PRESION.

El cálculo de los coeficientes convectivos se obtiene empleando correlaciones empíricas obtenidas a partir de los resultados de mediciones experimentales y expresadas en función de parámetros adimensionales, generalmente en términos de los números (adimensionales) de Reynolds (Re) y de Prandtl (Pr) relacionados entre sí mediante funciones potenciales, por ejemplo:

$$Nu = c Re^n Pr^m$$

en donde c, n y m son constantes adimensionales y Nu el número de Nusselt.

Las relaciones de este tipo son puramente empíricas y sólo son aplicables en el intervalo experimental para el que han sido obtenidas. En rigor es inadmisibles extrapolar fuera del intervalo permitido de los parámetros de referencia.

Existen varias correlaciones con diferentes grados de exactitud, la exactitud puede mejorarse empleando correlaciones más recientes.

pero generalmente más complejas y más restrictivas en su intervalo de validez.

Las correlaciones¹⁷ empleadas en la presente tesis, se expresan por medio de un factor adimensional de transferencia de calor denominado j_h , factor que se describe a continuación.

El factor de transferencia de calor j_h está definido por:

$$j_h = St \ Pr^{2/3} \ N_{vis}^{0.14}$$

en donde:

Pr es el número de Prandtl ($Pr = \frac{\mu C_p}{k}$)

St es el número de Stanton ($St = \frac{Nu}{Re \ Pr} = \frac{h}{C_p S_{c,t}}$)

N_{vis} es la relación de viscosidades ($N_{vis} = \frac{\mu_v}{\mu_b}$)

Finalmente, obteniendo el factor j_h y por medio de la definición del número de Stanton, el coeficiente convectivo de transferencia de calor es:

$$h = j_h C_p S_{c,t} / (Pr^{2/3} N_{vis}^{0.14}) \quad (16)$$

A continuación se muestran las ecuaciones para obtener el factor j_h para los diferentes regímenes de flujo y para tubos de paredes lisas y para la coraza del cambiador. Conviene aclarar que todas las propiedades de los fluidos están evaluadas a la temperatura global promedio, a menos que se indique lo contrario.

PARA CALENTAMIENTO O ENFRIAMIENTO DE FLUIDOS EN CONDUCTOS CILINDRICOS

Para flujo laminar:

$$(j_h)_l = 1.86 / (Re^{2/3} (L/d_i)^{1/3}) \quad (17)$$

para $Re < 2,100$

Para flujo en transición:

$$(j_h)_t = 0.116 (Re^{2/3} - 125) (1 + (d_i/L)^{2/3}) / Re \quad (17a)$$

¹⁷ Holland, F. A., Moore, B. M., Watson, F. A. y Willinson, J. K., "Heat Transfer", Heinemann Educational Books, Washington, 1968.

para $2,100 \leq Re \leq 10,000$

en donde L es la longitud de los tubos de un paso de tubos.

Para flujo turbulento:

$$(j_h)_t = 0.027/Re^{0.2} \quad (17b)$$

para $Re > 10,000$

COEFICIENTE CONVECTIVO PARA FLUJO EN LA CORAZA

A continuación se presenta el factor adimensional de transferencia de calor j_h para flujo a través de intercambiadores de calor de tubos y coraza con mamparas simplemente segmentadas con corte horizontal de 25%:

Para $10 \leq Re \leq 200$

$$(j_h)_c = 0.641/Re^{0.54} \quad (18)$$

Para $200 < Re < 5,000$

$$(j_h)_c = 0.491/Re^{0.49} \quad (19a)$$

Para $5,000 \leq Re \leq 1,000,000$

$$(j_h)_c = 0.351/Re^{0.45} \quad (19b)$$

FACTOR DE FRICCIÓN Y CAIDAS DE PRESION EN CONDUCTOS CILINDRICOS

Para evaluar la caída de presión en tubos circulares y para flujo no isotérmico se emplea el factor adimensional de fricción definido por: $j_f = R_w / (\rho u^2)$, en donde R_w representa el esfuerzo cortante en la pared del tubo. Empleando este factor se evalúa la caída de presión en los tubos mediante:

$$\Delta P = 8(j_f)_t (N_{vis})_t^y (L/d_i) \rho u_t^2 / 2 \quad (20)$$

donde: $y = 0.14$ para $Re \geq 2,100$

$y = 0.25$ para $Re < 2,100$

calculando los correspondientes valores de j_f mediante:

Para $Re < 1,000$

$$(j_f)_t = 8/Re \quad (20a)$$

Para $1,000 \leq Re < 1,000,000$

$$(j_f)_t = 0.05573/Re^{0.281} \quad (20b)$$

La caída de presión total en los tubos se evalúa tomando en cuenta las pérdidas provocadas tanto por la fricción en los tubos, como por el cambio de dirección del fluido al desplazarse de un paso al otro. (el fluido cambia de dirección bruscamente por 180°). El cambio de dirección introduce una caída de presión adicional ΔP_r , llamada pérdida de regreso y se considera como 4 veces¹⁸ la cantidad $\rho u^2/2$ por paso:

$$\Delta P_r = 4 N_{ptu} (\rho u^2/2) \quad (21)$$

La caída de presión total del lado de los tubos ΔP_T será:

$$\Delta P_T = \Delta P_c + \Delta P_r \quad (21a)$$

FACTOR DE FRICCIÓN Y CAIDAS DE PRESION PARA FLUJO EN LA CORAZA

A continuación se presenta las ecuaciones para obtener el factor de fricción j_f para flujo a través de intercambiadores de calor de tubos y coraza con mamparas simplemente segmentadas con corte horizontal de 25% :

$$\text{Para } 10 \leq Re < 200 \quad (j_f)_c = 7.45/Re^{0.988} \quad (22)$$

$$\text{Para } 30 \leq Re < 60 \quad (j_f)_c = 3.73/Re^{0.780} \quad (22a)$$

$$\text{Para } 60 \leq Re < 150 \quad (j_f)_c = 1.37/Re^{0.530} \quad (22b)$$

$$\text{Para } 150 \leq Re < 300 \quad (j_f)_c = 0.438/Re^{0.808} \quad (22c)$$

$$\text{Para } 300 \leq Re \leq 1,000,000 \quad (j_f)_c = 0.227/Re^{0.193} \quad (22d)$$

Finalmente, el factor $(j_f)_c$ es relacionado con la caída de presión ΔP_c por paso de coraza por la ecuación:

$$\Delta P_c = 8(j_f)_c (N_{vis})^{0.14} (D_c/De)(L_b) \rho u_c^2 \quad (23)$$

CALCULOS COMPLEMENTARIOS

Los cálculos que se describe más adelante se requieren como información adicional en las correlaciones de transferencia de calor y

¹⁸ Kern, 'Procesos de transferencia de calor', pág. 188.

de caídas de presión.

Cálculos para el lado de la coraza

Cálculo del diámetro equivalente. El radio hidráulico empleado para correlacionar los coeficientes de la coraza para un haz de tubos que tiene deflectores (mamparas), no es el verdadero radio hidráulico. Puesto que el radio hidráulico empleado, se calcula a lo largo de los tubos en lugar de a través del eje mayor de los tubos. El diámetro equivalente para la coraza se toma como cuatro veces el radio hidráulico obtenido para el arreglo de tubos dispuesto en el cabezal de tubos:

$$D_e = \frac{4 \times \text{área libre}}{\text{perímetro húmedo}}$$

Aplicando la expresión anterior para arreglos cuadrados de tubos, el diámetro equivalente está dado por la ecuación¹⁹:

$$D_e = [4 p^2 / (\pi d_o)] - d_o \quad (25)$$

Para arreglos triangulares de tubos, el diámetro equivalente está dado por la ecuación²⁰:

$$D_e = [3.464 p^2 / (\pi d_o)] - d_o \quad (25a)$$

Cálculo del área de flujo. Se denomina área de flujo al área de la sección transversal al flujo definido por la ecuación²¹:

$$S_f = b c D_c / p = b D_c (1 - r_p) \quad (26)$$

La amplitud del área transversal al flujo se toma en la hilera hipotética de tubos que poseen la máxima área de flujo y que corresponde al centro de la coraza.

Cálculo del número de Reynolds. El número de Reynolds se obtiene mediante la ecuación:

$$Re_c = S_c D_e / \mu_c \quad (27)$$

en donde:

$$S_c = W_c / S_f \quad (28)$$

Cálculos para el lado de los tubos

Cálculo del área de flujo. Se define el área seccional de flujo

¹⁹ Mottland, Heat Transfer, pág. 550.

²⁰ Ibid, p. 550.

²¹ Ibid, p. 550.

del lado de los tubos como:

$$S_2 = n d_i^2 n_f / (4 N_{ptu}) \quad (20)$$

y otro parámetro útil:

$$S_f = W_f / S_2 \quad (29a)$$

Velocidad del flujo por los tubos. La velocidad se obtiene mediante:

$$u_f = W_f / (S_f \rho_f) \quad (30)$$

Cálculo del número de Reynolds. El número de Reynolds se obtiene mediante la ecuación:

$$Re_f = u_f d_i \rho_f / \mu_f \quad (31)$$

Como se observa en las ecuaciones (16), (20) y (23), estas ecuaciones involucran el cálculo de la relación de viscosidades. Para calcular la relación de viscosidades, es indispensable evaluar la viscosidad del fluido correspondiente a la temperatura de la pared del tubo mediante la siguiente ecuación (despreciando la resistencia térmica del material del tubo):

$$T_w = (T_c + (h_f d_i / (h_c d_o)) T_c) / (1 + h_f d_i / (h_c d_o)) \quad (32)$$

4.3 EVALUACION DEL DISEÑO ACTUAL

En esta etapa se examinan los resultados obtenidos del cálculo térmico-hidráulico aplicado al arreglo geométrico propuesto.

Para definir si este arreglo es aceptable o no, se plantean dos conjuntos de condicionantes después de cada evaluación térmico-hidráulica:

A) Caídas de presión.

Si:

$$\left. \begin{array}{l} 1. \Delta P_c \text{ calculada} > \Delta P_c \text{ máxima permisible} \\ \Delta P_T \text{ calculada} > \Delta P_T \text{ máxima permisible} \end{array} \right\} \text{El equipo no cumple} \\ \text{hidráulicamente} \\ \dots (33)$$

$2. \Delta P_c \text{ calculada} \leq \Delta P_c \text{ máxima permisible}$
 $\Delta P_T \text{ calculada} \leq \Delta P_T \text{ máxima permisible}$

El equipo cumple
 hidráulicamente
 ... (34)

B) Condiciones de Proceso.

Si:

1. $-RA > 1$, implica que se tiene mayor área de transferencia de la necesaria.
2. $-RA < 1$, implica que se tiene menor área de transferencia de la requerida.
3. $-RA = 1$, implica que el diseño cumple térmicamente, y por tanto el equipo cumple con las condiciones de proceso.

De la respuesta a las anteriores condicionantes se determinará si la configuración geométrica propuesta es la adecuada o es necesario efectuar una modificación a la misma.

4.4 MODIFICACION DEL DISEÑO INICIAL.

El desarrollo de esta etapa es de gran importancia porque permite establecer la organización y la manera de modificar las variables elementales de la geometría así como los valores que deben tomar para tratar de aprovechar las caídas de presión máximas permitidas cumpliendo simultáneamente con los requerimientos térmicos.

Recordando que la presente etapa entra en acción cuando el valor de la relación de áreas (RA) es mayor a la unidad, indicando que el diseño en curso cuenta con una área de transferencia mayor a la necesaria (o que el factor de obstrucción actual es mayor al especificado), pero con el inconveniente de que el diseño inicial no cumple hidráulicamente o no se ha consumido totalmente las caídas de presión máximas permisibles.

A partir de este momento es cuando cobra relevancia el valor calculado para las caídas de presión. Prestando especial atención a la caída de presión en la coraza, ya que dependiendo de su valor.

estimado en el diseño inicial, se efectuará uno de los dos caminos:

- 1.-Procedimiento para caídas de presión menores a un 85% de la máxima permitida.
- 2.-Procedimiento para caídas de presión mayores a un 85% de la máxima permitida y aún para caídas de presión mayores a la máxima permitida.

Como se observa, el camino a seguir depende del valor que adopte la caída de presión en la coraza. Cada uno de estos procedimientos se tratará separadamente en el siguiente capítulo.

Al finalizar cualquiera de los dos procedimientos anteriores, resta tratar de consumir la caída de presión máxima permisible en el lado de tubos, procedimiento que también se detalla en el siguiente capítulo.

CAPITULO 5

PROCEDIMIENTOS PARA CONSUMIR LAS CAIDAS DE PRESION MAXIMAS PERMISIBLES

En este capítulo se describen los procedimientos que se proponen para tratar de consumir las caídas de presión máximas permisibles en la coraza y en los tubos. En cada uno de los procedimientos se describen las observaciones que encaminaron a su desarrollo, así como una exposición breve, en palabras, de las actividades que se proponen para satisfacer los objetivos planteados. Las actividades propuestas se visualizan mejor en los diagramas de flujo que acompañan a cada procedimiento.

El orden en que se exponen los procedimientos es el mismo que se debe observar en todo proceso de diseño que emplee el método propuesto en la presente Tesis.

Cabe mencionar que los primeros tres procedimientos son los principales, y los restantes son procedimientos secundarios que son "llamados" por los procedimientos principales y por tanto se exponen al final.

Conviene señalar que en los diagramas de flujo se indican todos aquellos cambios efectuados a las variables de diseño, más no se indica explícitamente cuales parámetros permanecen invariantes; se debe asumir que mientras no se indique un cambio en los parámetros, éstos permanecen fijos.

También se explica, al final del capítulo, el origen de algunas constantes que aparecen en las ecuaciones de los procedimientos y que atenúan o acentúan el valor de algunos parámetros de diseño.

5.1 PROCEDIMIENTO PARA CAIDAS DE PRESION EN LA CORAZA MENORES A LA MAXIMA PERMITIDA

Este procedimiento tiene por objetivo el tratar de consumir la caída de presión máxima permisible en la coraza ($\Delta P_{c_{max}}$). Se establece el término "tratar", porque en ocasiones no es posible consumir totalmente la caída máxima mediante el proceso que se propone en la presente Tesis.

La imposibilidad de consumir totalmente la caída máxima se debe en parte a la especificación inicial que realiza el diseñador de aquellas variables de diseño que así lo requieren. Especialmente cuando se especifica un valor relativamente grande de diámetro de tubos y una longitud máxima pequeña o una relación de paso grande. También cuando se asigna un arreglo de tubos menos compacto (Si no existen restricciones en las variables anteriores, se recomienda experimentar con varios diseños, modificando los valores ya señalados).

Recapitulando, hasta el momento se ha obtenido un diseño de un cambiador de calor, que en el mejor de los casos, presenta caídas de presión en la coraza y en los tubos menores a la máximas permisibles.

Para tratar de consumir la $\Delta P_{c_{max}}$, nos auxiliamos de dos de las variables elementales de la geometría, a saber: 1) disminuyendo el diámetro interno de la coraza y, 2) disminuyendo el espaciamento entre mamparas (cabe aclarar que en este procedimiento el espaciamento entre mamparas sigue estando en función del diámetro de coraza, según lo muestran las ecuaciones (10e) y (10f)).

La forma de disminuir el diámetro de la coraza se realiza de forma indirecta. Esto es, se disminuye el valor del área actual en un 70%, se calcula el número de tubos que cubren el área anterior y finalmente se estima el diámetro de coraza que puede acomodar el número de tubos calculados, como se indica a continuación:

- 1.-Disminuir el valor del área real actual tomando como referencia el último valor de ésta:

$$A_{act} = 0.7(A_{act})_{ant}$$

2.-Calcular el número total de tubos:

$$n_{total} = Aact / (\pi d_o L)$$

3.-Estimar el diámetro de la coraza (Dc).

En caso de no hallar un diámetro de coraza para el número de tubos calculados, seleccionar el diámetro de coraza más cercano y modificar el valor anterior de Aact para el nuevo valor de tubos (n_{tp}) mediante la ecu. (10d).

4.-Calcular el espaciamento entre deflectores mediante las ecuaciones (10e) y (10f).

En general, es de esperarse que se tendrán ΔP en los tubos menores a la máxima puesto que se ha asignado inicialmente el mínimo número de pasos de tubos, además de un espaciamento entre mamparas mayor al mínimo.

Planteando el problema de esta forma, el método primero trata de hallar un diámetro de coraza, cuya caída de presión asociada sea ligeramente mayor a la máxima permitida (un 5% adicional) examinando simultáneamente que la caída de presión en los tubos no supere también un 5% de la máxima (resultado esperado). Si las caídas de presión, calculadas para el diámetro de coraza actual, no superan el rango señalado, se continúa disminuyendo el diámetro de la coraza.

Sin embargo, durante este proceso, la relación de áreas puede cambiar desfavorablemente ($R_A < 1$). Por tanto, es necesario comprobar que el valor de la relación de áreas tome valores mayores a la unidad, ya que de presentarse lo contrario, el método no hallará solución alguna. Cuando se presenta una $R_A < 1$, y las ΔP 's no superan las máximas, se da por terminado el presente procedimiento, restando incrementar el número de pasos de tubos hasta lograr que la ΔP se aproxime a la máxima permitida, proceso que se analiza en el "PROCEDIMIENTO PARA CONSUMIR LA CAIDA DE PRESION MAXIMA PERHISIBLE EN EL LADO DE TUBOS".

Cuando alguna de las ΔP 's supera la máxima, en el porcentaje mencionado, se examina cuál ΔP es la problemática:

1.-Si $\Delta P_c > 1.05 \Delta P_{c_{max}}$ y $\Delta P_t < 1.05 \Delta P_{t_{max}}$ se comprueba el valor de R_A . Si $R_A > 1$, se efectúan las actividades del "PROCEDIMIENTO PARA CAIDAS DE PRESION EN LA CORAZA MAYORES A LA MAXIMA PERMITIDA". En caso contrario, se entiende que se ha disminuido demasiado el diámetro de

la coraza, tratando de compezar esto último incrementando nuevamente el Dc hasta que $RA > 1$. En caso contrario analizar el siguiente punto.

2.-Hasta este momento se sabe que $APL > 1.05C\Delta P_{\max}$, pero no se sabe si $\Delta Pc > 1.05C\Delta P_{\max}$. La respuesta a la última condicionante nos conduce a dos alternativas:

a) Si $\Delta Pc > 1.05C\Delta P_{\max}$, entonces se efectuan las actividades del "PROCEDIMIENTO PARA CAIDAS DE PRESION EN LA CORAZA MAYORES A LA MAXIMA PERMITIDA".

b) Si $\Delta Pc < 1.05C\Delta P_{\max}$, nos indica que no es posible consumir la caída de presión en la coraza mediante este procedimiento, además de haber superado la caída de presión en los tubos. Cuando se presenta este caso, es necesario, en primer lugar, disminuir la ΔP en los tubos mediante el aumento del diámetro de la coraza y/o la disminución de la longitud. A continuación tratamos de consumir la caída de presión máxima permisible en la coraza, pero ahora disminuyendo únicamente el espaciamento entre mamparas hasta el valor mínimo de ser necesario. Para finalmente realizar los ajustes finales (las bases en que nos apoyamos para proponer lo anterior, se detallan en su oportunidad).

Una vez descritos los lineamientos generales, se muestra el diagrama de flujo que se propone para satisfacer el objetivo de la presente etapa.

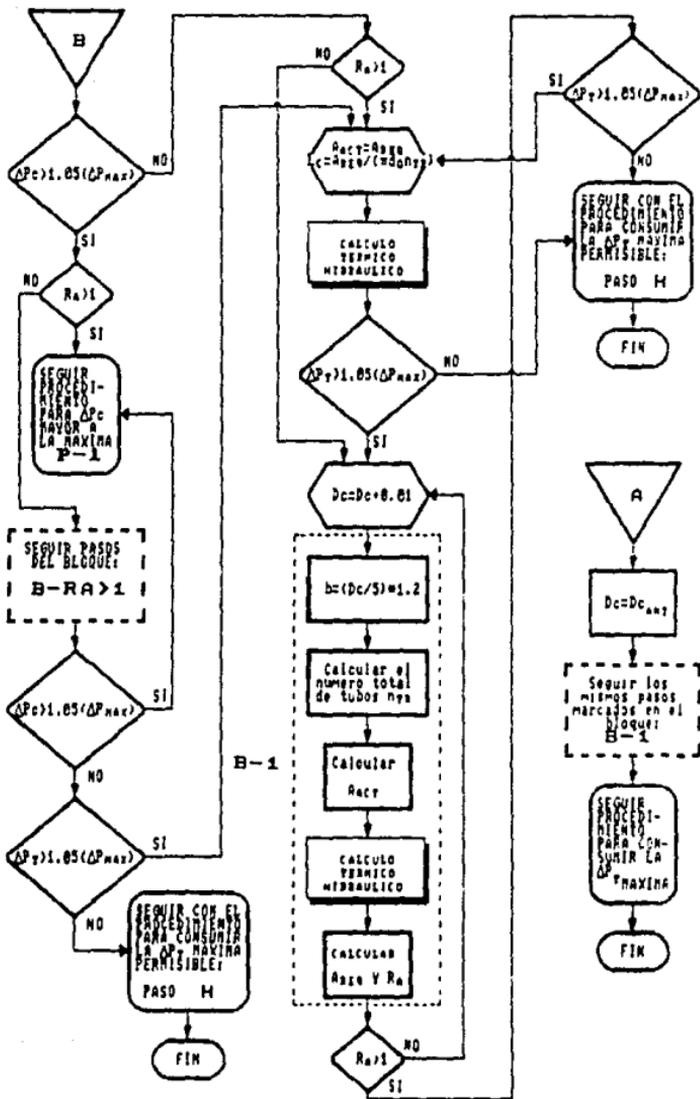


DIAGRAMA DE FLUJO PARA CAIDAS DE PRESION EN LA CORREA NEGROES A LA MÁXIMA PERMISIBLE (CONT.)

5.2 PROCEDIMIENTO PARA CAIDAS DE PRESION EN LA CORAZA MAYORES A LA MAXIMA PERMITIDA

Este procedimiento tiene por objetivo limitar las caídas de presión en el cambiador a valores menores o iguales a las máximas permisibles. Analizando primero la ΔP en la coraza y más tarde la ΔP en lado de tubos.

Este procedimiento se basa en la disminución de la longitud del cambiador y en el incremento del diámetro interno de la coraza.

Inicialmente se disminuye la longitud de los tubos, puesto que es el parámetro que afecta directamente las caídas de presión, tanto en el lado de coraza como en el lado de tubos.

Tal disminución se calcula tomando como referencia el área requerida, obtenida en el último cálculo térmico-hidráulico, mediante la siguiente ecuación:

$$L_{cal} = A_{req} / [\pi \cdot d_o \cdot n_{tr}]$$

Recordando que al disminuir la longitud del cambiador no se ven afectados los coeficientes convectivos individuales, ni el coeficiente global U , y por tanto no sufre cambio el área requerida (esto es cierto si se tiene flujo turbulento y no se incluyen los efectos de la región de entrada). Sin embargo, si se ve afectado el área real actual.

Si esto no fuera suficiente, se incrementa el diámetro interno actual de la coraza en un centímetro ($D_{c_{actual}} = D_{c_{anterior}} + 0.01$) y calculando el espaciamiento entre namparas mediante las ecu. (10e) y (10f).

Este incremento afecta las área de flujo de ambas corrientes, disminuyendo las velocidades promedio en el cambiador y por consiguiente disminuyen las caídas de presión.

Pero este incremento también causa una baja en el coeficiente global y por tanto un incremento en el área requerida. Sin embargo un incremento en el diámetro de la coraza eleva el número de tubos, y por tanto el área real actual. De tal forma que el cambio relativo entre una y otra resulta, en general, en una relación de áreas con valores mayores a la unidad.

Este proceso, disminuir longitud y aumentar diámetro, se realiza hasta que la ΔP en la coraza es menor o igual que la máxima permisible (un 5% adicional). Una vez que se cumple lo anterior, se examina la caída de presión en los tubos. Si la ΔP en los tubos no supera también un 5% de la máxima (resultado esperado), se realizan las actividades descritas en el "PROCEDIMIENTO PARA CONSUMIR LA CAIDA DE PRESION MAXIMA PERMISIBLE EN EL LADO DE TUBOS".

Si la ΔP en los tubos es mayor a la máxima, se realiza el mismo proceso pero ahora, desde luego, se comprueba que la caída en los tubos no supere la máxima.

Una vez satisfecha la condición anterior y si además no se ha logrado consumir la ΔP máxima permisible en la coraza, resta tratar de consumir dicha caída. Pero ahora disminuyendo únicamente el espaciamiento entre mamparas hasta el valor mínimo de ser necesario. Para finalmente realizar los ajustes finales.

Nuevamente, conviene recordar que durante este proceso la relación de áreas puede cambiar desfavorablemente, tomando valores menores a la unidad. Por tanto, es necesario comprobar que el valor de la relación de áreas tome valores mayores a la unidad, ya que de presentarse lo contrario, el método no hallará una solución satisfactoria.

A continuación se detalla las actividades que se proponen para satisfacer los objetivos del procedimiento:

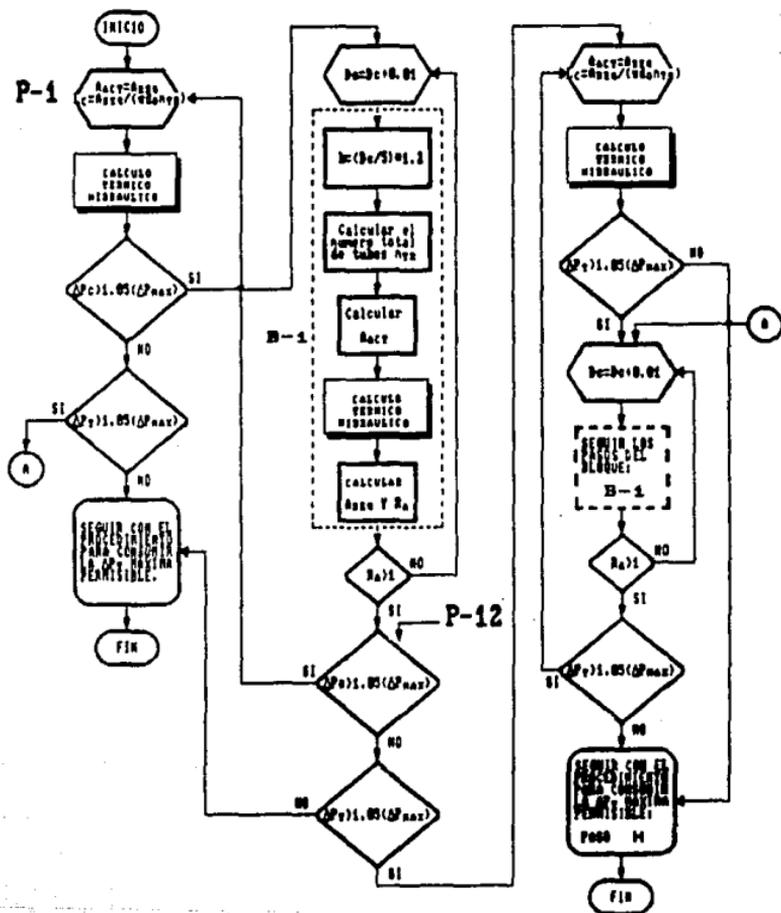


DIAGRAMA DE FLUJO PARA CÁLCULO DE PRESIÓN EN LA CORREA INTERIOR A LA RANURA PERMITIDA

5.3 PROCEDIMIENTO PARA CONSUMIR LA CAIDA DE PRESION MAXIMA PERMISIBLE EN EL LADO DE TUBOS

El empleo de este procedimiento supone que la caída de presión en la coraza, en el mejor de los casos, es ligeramente mayor a la máxima permitida y desde luego, se tiene una caída de presión en el lado de los tubos menor, a la máxima. Además de contar con una relación de áreas mayor o igual a la unidad.

Este procedimiento tiene por objetivos los siguientes:

- 1.-Como objetivo principal, esta el de tratar de consumir la caída de presión máxima permisible en los tubos.
- 2.-Efectuar los pasos finales del diseño. Los pasos finales consistente en disminuir el espaciamento entre mamparas para aproximarse estrechamente a la caída de presión máxima permisible en la coraza. Y ajustar el área real actual mediante la longitud para lograr que $A_{act} = A_{req}$, satisfaciendo las condiciones de proceso.

Para cumplir con el primer objetivo de este procedimiento, es necesario incrementar en valores pares el número de pasos de tubos hasta conseguir una ΔP cercana a la máxima. Siempre y cuando, la relación de áreas sea mayor a uno y no se exceda el número de pasos máximo contemplado. Cabe aclarar que durante este proceso el diámetro de la coraza permanece constante.

Es conveniente señalar que al incrementar el número de pasos, con el diámetro de coraza constante, disminuye el número total tubos y en consecuencia también disminuye el A_{act} .

Es de esperarse una RA mayor a la unidad cada vez que se incrementa el número de paso de tubos puesto que se incrementa la velocidad de las corrientes, el coeficiente convectivo, el coeficiente global y en consecuencia disminuye el A_{req} . Es más probable contar con una $RA > 1$ cuando el coeficiente convectivo en el lado de tubos es el coeficiente controlante.

Por tanto, el proceso de incrementar el número de pasos puede detenerse cuando se presenta cualquiera de las siguientes limitantes:

- a) El número de pasos de tubos supera el máximo, a saber 8 pasos de tubos.
- b) La RA es menor a uno.
- c) La ΔP_i calculada es mayor a un 70% de la ΔP_i máxima permitida.

Cuando el proceso únicamente se detiene si se presenta la limitante c) y además la ΔP_i calculada es menor a la máxima permisible (con 5% adicional a la $\Delta P_{i \text{ max}}$) se tiene el caso más simple y el que menos problemas presenta.

Cuando lo último sucede, resta comprobar que la caída de presión en la coraza se encuentre en el rango de:

$$0.05(\Delta P_{c \text{ max}}) \leq \Delta P_{c \text{ calculada}} \leq 1.01(\Delta P_{c \text{ max}})$$

si ΔP_c calculada se encuentre en este rango se procede a disminuir el área real actual (puesto que RA es mayor a uno) sin modificar el valor del área requerida. Esto se logra disminuyendo la longitud de los tubos, longitud calculada mediante A_{req} .

Si la ΔP_c calculada es menor al límite inferior del rango señalado se procede a disminuir el espaciamiento entre mamparas (el diámetro de coraza permanece fijo) hasta que $\Delta P_{c \text{ cal}} \leq 1.01(\Delta P_{c \text{ max}})$ o hasta que el espaciamiento tome el valor mínimo.

El dejar al final el ajuste del espaciamiento entre mamparas posee la siguiente característica relevante:

Puede presentarse una relación de áreas menor a uno al modificar algunas de las variables elementales, tales como al aumentar el número de pasos de tubos o al modificar el diámetro de la coraza. Sin presentarse la misma situación cuando se trate de disminuir el espaciamiento entre mamparas (ya que al disminuir el espaciamiento, se logrará incrementar el coeficiente global y por tanto disminuir el área requerida, conservando el último valor del área real actual, y por tanto la RA será mayor a la unidad cuando se efectue este proceso.

Finalmente se realiza el ajuste en el área real actual.

Sin embargo, no todos los diseños evolucionan de la forma anterior.

En ocasiones surgen complicaciones cuando, al incrementar el número de pasos, la caída de presión correspondiente a este paso de tubos supera la máxima permisible. Cuando se presenta esta situación se comprueba el valor de RA .

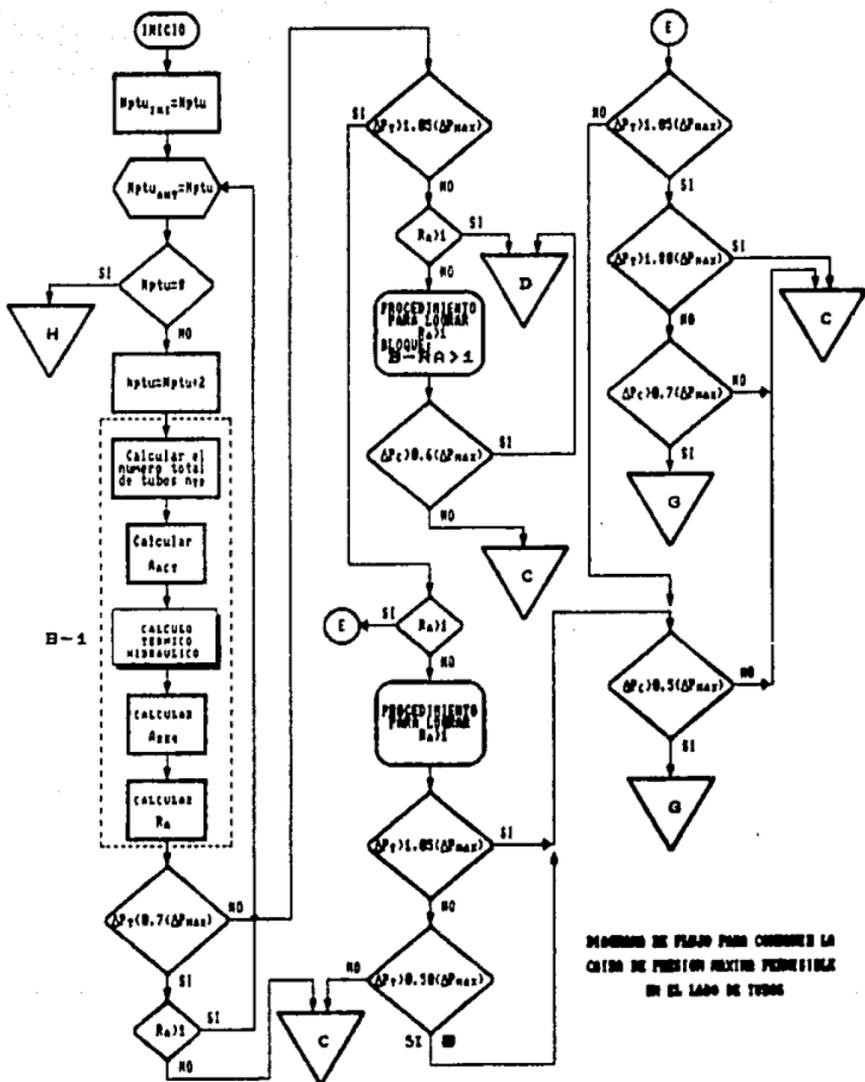
Si RA es mayor a uno, entonces se analiza en que proporción la ΔP_t calculada supera la máxima permisible. Dependiendo de este análisis y del valor actual de la ΔP_c en el lado de la coraza (no se justifica el número de pasos actual si la ΔP_c es menor al 50% de la máxima permisible), se decide si se justifica el número de pasos actual o es necesario tomar el número de pasos anterior.

Si se decide justificar el número de pasos de tubos actual es necesario incrementar el diámetro de la coraza o disminuir la longitud de los tubos que habían permanecido sin cambio. El incremento del diámetro de la coraza o la disminución en la longitud se realiza hasta que la ΔP en los tubos tome un valor aproximado al valor máximo permisible. Finalmente se efectúa los últimos ajustes.

Si RA es menor a la unidad, primero se incrementa el A_{act} a partir del diámetro de la coraza. Cuando RA ya es mayor a uno, entonces se analiza las ΔP 's resultantes y se decide si se justifica el número de pasos actual o es necesario tomar el número de pasos anterior.

Finalmente, cuando la ΔP_t toma un valor cercano a la máxima permitida, se realizan dos ajustes: (1) si la ΔP en la coraza tiene un valor aún menor a la máxima, se disminuye el espaciamiento entre mamparas hasta el mínimo si es necesario. (2) si la RA sigue siendo mayor a uno, lo que indica que se tiene una área mayor a la requerida (o que se tiene un área actual sobrada), se procede a calcular la longitud del tubo para el área requerida, calculada en la última evaluación térmico-hidráulica; de esta forma el área real será igual al área requerida, satisfaciendo las condiciones de proceso.

A continuación se muestra el diagrama de flujo que se proponen para tratar de consumir la caída máxima permisible en el lado de tubos.



PROCEDIMIENTO DE FLEADO PARA CORREGIR LA CAIDA DE PRESION EXCESSIVA PERMISIBLE EN EL LADO DE TUBOS

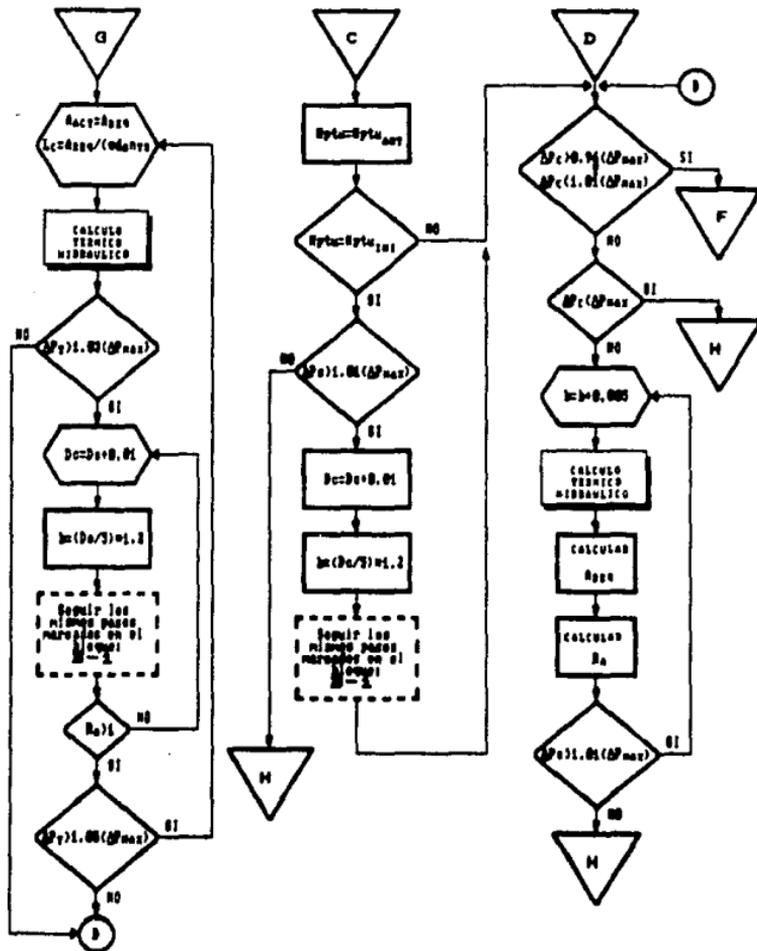
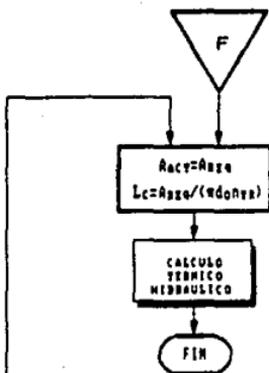
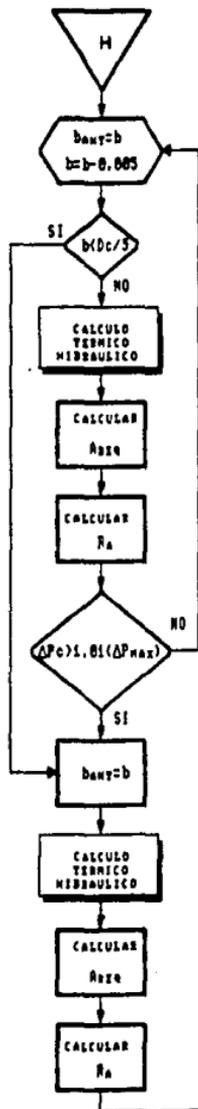


DIAGRAMA DE FLUJO PARA CONOCER LA CAIDA DE PRESION MÁXIMA PERMISIBLE EN EL LADO DE TUBOS
(CONSTRUCCIÓN)



(DIAGRAMA DE FLUJO DE AJUSTES
FINALES DEL DISEÑO)

DIAGRAMA DE FLUJO PARA CONSEGUIR LA CAIDA DE PRESION MAXIMA PERMISIBLE EN EL LADO DE TUBOS
(CONTINUACION)

5.4 PROCEDIMIENTO PARA CALCULAR EL NÚMERO TOTAL DE TUBOS EN LA CORAZA

Existen varios métodos para obtener el número de tubos que pueden alojarse en una coraza determinada. El número de tubos que puede alojarse, depende principalmente de los siguientes parámetros:

- 1.-Diámetro exterior de los tubos
- 2.-El paso del arreglo de tubos
- 3.-El arreglo de tubos -arreglo triangular o cuadrado, cuadrado rotado o triangular rotado.
- 4.-El claro mínimo entre el haz de tubos y el diámetro interno de la coraza.
- 5.-El número de pasos de tubos.

(Otros parámetros que influyen son el corte de las mamparas, la ubicación de los tirantes y espaciadores).

Entre los métodos para obtener el número de tubos se encuentra el empleo de Tablas, el uso de plantillas y la utilización de fórmulas. Cada uno de estos métodos toman en cuenta los parámetros mencionados anteriormente, y algunas otras consideraciones en su derivación. Corresponde al diseñador analizar y decidir qué método emplear.

En nuestro caso optamos por emplear fórmulas para calcular el número de tubos. Se decidió seguir este método por las siguientes razones:

- a) Se puede especificar un amplio rango de valores sin necesidad de emplear únicamente valores estándar para los parámetros como diámetro exterior de los tubo, paso del arreglo de tubos, el claro mínimo entre el haz de tubos y el diámetro interno de la coraza.
- b) El método seleccionado maneja los cuatro tipos estándar de arreglos de tubos.
- c) El método permite calcular el número de tubos para varios pasos de tubos. Se puede manejar arreglos desde un paso de tubos hasta 8 pasos de tubos, con valores pares de pasos de tubos.

d) El empleo de fórmulas se ajusta mejor a un proceso de programación.

El proceso de cálculo, así como las consideraciones empleadas para su derivación, se detalla en el Apéndice A.

Como limitantes importantes de este método, se encuentra el valor máximo de coraza que puede manejar y el tipo de cabezal de retorno:

1) Para valores de diámetros exteriores de tubos menores a 3/4 de plg. y paso del arreglo menor a 1 plg., el diámetro de coraza máximo es de aproximadamente 60 plg. (1524 mm.).

Para valores mayores a los señalados anteriormente, el diámetro de coraza máximo es de aproximadamente 78 plg. (1981 mm.). Incrementándose el valor máximo para valores de diámetros exteriores de tubos mayores a 1 plg. y paso del arreglo mayor a 1.25 plg.

2) El método no obtiene el número de tubos para cabezal de retorno TEMA tipo U (tubos en U).

En este procedimiento y en el siguiente, no se incluyen los diagramas de flujo correspondientes, puesto que se tratan de procedimientos específicos para el tipo de método seleccionado.

5.5 PROCEDIMIENTO PARA CALCULAR EL DIAMETRO DE CORAZA REQUERIDO

Para calcular el número de tubos es necesario especificar el diámetro interno de la coraza y los parámetros listados anteriormente. El procedimiento que se sigue para encontrar el número de tubos bajo la condición anterior no presenta complicación alguna, puesto que se ejecutan directamente los pasos señalados en el método.

Se presenta una situación diferente cuando se especifican los parámetros 1) a 5) y el número de tubos. Entonces se debe estimar el diámetro de coraza correspondiente. Cuando esto último ocurre es necesario implementar un procedimiento que nos permita seguir

empleando el método de cálculo del número de tubos bajo esta condición.

El procedimiento para calcular el diámetro de coraza requerido se basa en las características particulares del método y en las siguientes observaciones:

-En ocasiones no se puede determinar un diámetro de coraza para una combinación de parámetros en particular. Cuando ocurre lo anterior, se asigna el diámetro más próximo.

-El claro mínimo entre el haz de tubos y el diámetro interno de la coraza se estima mediante la siguiente expresión²²:

$$C = (3/4) d_0$$

Esta ecuación también se aplica para calcular el número de tubos cuando se especifican el diámetro de coraza y los parámetros 1), 2), 3) y 5).

²² Holland, "Heat Transfer", p. 947.

Holland emplea esta relación para evaluar el número de tubos en arreglos triangulares.

5.6 PROCEDIMIENTO PARA AJUSTAR EL DISEÑO FINAL A UN DIÁMETRO DE CORAZA ESTANDAR

Hasta este momento se ha obtenido un diseño que cumple con las condiciones de proceso y en el mejor de los casos se ha logrado consumir las caídas de presión máximas permisibles.

Este diseño cuenta con un diámetro de coraza que puede corresponder a un valor estándar o no.

El objetivo de este procedimiento es lograr, de ser posible, que el diseño final cuente con un diámetro estándar de coraza.

El estándar TEMA, en los tres tipos de clases en que subdivide los estandares mecánicos, señala como valor mínimo de diámetro de coraza un diámetro de 8 pulgadas. Sin embargo no indica, específicamente, los diámetros de coraza estándar.

En nuestro caso se seleccionaron como diámetros de coraza estándar, aquellos que se incluyen en las Tablas²³ para el cálculo del número de tubos. Estos valores son:

Diámetro interno de la coraza			
mm.	plg.	mm.	plg.
203	8	686	27
254	10	737	29
305	12	787	31
337	13.25	838	33
387	15.25	889	35
438	17.25	940	37
489	19.25	991	39
540	21.25	1067	42
591	23.25	1143	45
635	25	1219	48

²³ Perry, H. P., Green, D., (editores), "Perry's Chemical Engineers' Handbook", 8a. ed., Mc Graw-Hill, International Student Edition, Singapore, 1984.

Diámetro interno de la coraza (continuación)

mm.	plg.	mm.	plg.
1372	54	2134	84
1524	60	2286	90
1676	66	2438	96
1829	72	2743	108
1981	78	3048	120

Por tanto, aquellos valores de diámetro de coraza que se encuentren fuera de este rango, no procede el ajuste a diámetro de coraza estándar.

El ajuste a diámetro de coraza estándar consiste básicamente de los siguientes pasos:

- 1.-Se almacena el valor del diseño actual.
- 2.-Búsqueda del diámetro actual, entre el rango de valores estándar. Si el diámetro actual se encuentra en el rango, se almacenan el límite inferior y el límite superior.

- 3.-Primero se analiza si es posible utilizar el límite inferior. Se comprueba las caídas de presión resultantes y la relación de áreas. Si el resultado es satisfactorio, finalmente se imprimen los resultados y el programa de diseño termina. En caso contrario se analiza el límite superior.

- 4.-Se analiza el límite superior. De forma similar se comprueba las caídas de presión resultantes y la relación de áreas. Si el resultado es satisfactorio, finalmente se imprimen los resultados y el programa de diseño termina. En caso contrario, se indica que no es posible, utilizando el rango de diámetros enlistados, realizar un ajuste a diámetro de coraza estándar.

Si es factible el ajuste a diámetro de coraza estándar, el diseño final, además de cumplir con las caídas de presión máximas permisibles, también se consigue que la relación de áreas sea igual a la unidad.

A continuación se muestra el diagrama de flujo correspondiente a este procedimiento.

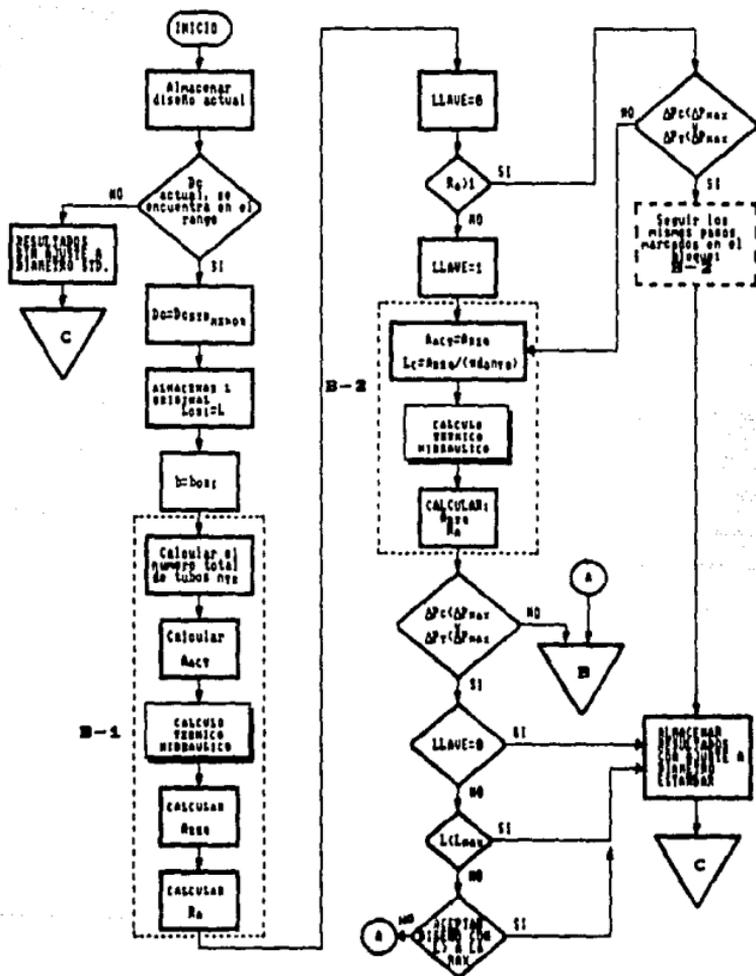


DIAGRAMA DE FLUJO PARA AJUSTAR EL DISEÑO FINAL A UN DIAMETRO DE CURBA ESTÁNDAR

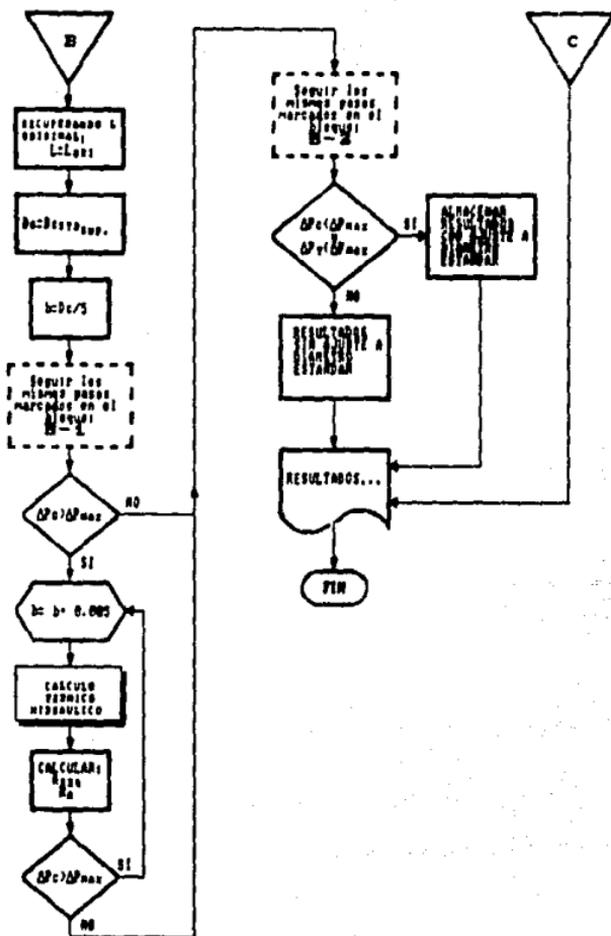


DIAGRAMA DE FLUJO PARA AJUSTAR EL DISEÑO FINAL A UN DIÁMETRO DE CONOS ESTÁNDAR
(CONSTRUCCIÓN)

3.7 ESTIMACION POR PRUEBA Y ERROR, DE LAS LAS CONSTANTES QUE ANTECEDEN A LOS VALORES DE LOS PARAMETROS DE DISEÑO EN LOS PROCEDIMIENTOS.

En los procedimientos anteriores y en capítulos atrás, aparecen ciertas constantes que afectan, en su momento, el valor en curso de algunos parámetros de diseño. Estas constantes se incluyen principalmente en aquellas actividades en la que es necesario tomar una decisión o efectuar un grupo de actividades en particular. Estas constantes, en el caso de las caídas de presión máximas permisibles, señalan un rango en el que es deseable ubicar el valor calculado para la caída de presión actual, o que de acuerdo a el valor calculado se efectue un procedimiento en particular.

En el caso de las constantes que aparecen en las ecuaciones (11) y (12) del capítulo 5. Las constantes tiene por objetivo acentuar o atenuar el tamaño inicial del cambiador.

Cabe mencionar, nuevamente, que estas constantes no se calcularon teóricamente o se asignaron empleando valores usuales. Sino, que se estimaron mediante un proceso de prueba y error, proceso que se describe a continuación:

Inicialmente se realizó un análisis comparativo entre las variables de la geometría, tomando en cuenta los valores que puedan tomar y sus efectos en el coeficiente global, en las caídas de presión, en el área real y en el área requerida de transferencia de calor. Como resultado de este análisis, se esbozó un algoritmo preliminar, el cual indicaba la organización de los parámetros a variar. A continuación se procedió a validar el algoritmo mediante el cálculo de una serie de diseños de cambiadores. A partir de los resultados, se modificó el algoritmo hasta lograr satisfacer las condiciones de proceso y las condiciones de operación lo mejor posible.

Sin embargo, no se lograba consumir totalmente las caídas de presión máximas permisibles, o no se lograba acercarse a valores muy cercanos a éstas, sin excederlas.

Para superar la anterior limitante, se vió la conveniencia de programar el algoritmo básico. Para posteriormente efectuar un mayor número de pruebas, cambiando los valores de las constantes hasta hallar los valores más idóneos. Llegando finalmente a los valores que se muestran en los procedimientos.

CAPITULO 6

PROGRAMACION DEL ALGORITMO PROPUESTO

El programa que representa al algoritmo de diseño térmico propuesto, consta de tres grandes bloques:

- 1.-Programa de adquisición de información sobre las propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo.
- 2.-Programa de diseño térmico (programa principal).
- 3.-Programa de simulación.

Esta división del programa global en tres partes surge por una limitación del lenguaje de programación empleado; el lenguaje de programación que se utilizó fue GW-BASIC para equipo PC. Este lenguaje permite editar y ejecutar programas que no ocupen más allá de 60 Kbytes de memoria RAM.

Puesto que el programa supera los 60 Kbytes, fue necesaria la división.

A continuación se describe las características de cada una de las partes que constituyen el programa global.

6.1 PROGRAMA DE ADQUISICION DE INFORMACION DE PROPIEDADES TERMODINAMICAS

El usuario del programa puede disponer de tres opciones para suministrar los datos de las propiedades termodinámicas:

- 1.-Elijiendo los fluidos de trabajo de un grupo de 5 fluidos (líquidos en estado saturado).

Para este caso, el programa dispone de funciones para evaluar las propiedades termodinámicas en función de la temperatura. El usuario puede elegir de entre los 5 siguientes fluidos:

1.-Agua (H ₂ O)	-de 5 a 130 °C -
2.-Aceite lubricante	-de 20 a 120 °C -
3.-Benceno (C ₆ H ₆)	-de 20 a 80 °C -
4.-Glicol de Etileno (C ₂ H ₆ O ₂)	-de 20 a 100 °C -
5.-Tolueno (C ₇ H ₈)	-de 20 a 100 °C -

Con las siguientes propiedades en función de la temperatura:

Funciones para AGUA (Temp. en °C)

$$\rho(T) = 1000.46 - 0.023305T - 0.004057T^2 + 9.7749 \times 10^{-6}T^3$$

$$C_p(T) = 4217.28 - 2.71455T + 0.056446T^2 - 0.000434T^3 + 1.34042 \times 10^{-6}T^4$$

$$\mu(T) = (1799.81 - 60.4581T + 1.29729T^2 - 0.0163034T^3 + 1.04963 \times 10^{-6}T^4 - 2.6432 \times 10^{-7}T^5) \times 10^{-8}$$

$$k(T) = 0.55702 + 0.002041T + 1.13186 \times 10^{-6}T^2 - 1.58929 \times 10^{-7}T^3 + 6.79844 \times 10^{-10}T^4$$

Funciones para ACEITE LUBRICANTE (Temp. en °C)

$$\rho(T) = 883.5333 - 0.638571T$$

$$C_p(T) = 1767 + 4.1897T$$

$$\mu(T) = (260.432 - 8.88454T + 1.37541T^2 - 1.01557 \times 10^{-3}T^3 + 2.88 \times 10^{-6}T^4) \times 10^{-4}$$

$$k(T) = 0.145667 - 9.9271 \times 10^{-5}T + 9.920439 \times 10^{-7}T^2 - 5.78696 \times 10^{-9}T^3$$

Funciones para BENCENO (Temp. en °C)

$$\rho(T) = 900.803 - 1.07414T$$

$$C_p(T) = 1738 \ln(879/\rho(T))^{2.8}$$

$$\mu(T) = (8.93429 - 0.148305T + 1.44048 \times 10^{-3}T^2 - 6.1111 \times 10^{-6}T^3) \times 10^{-4}$$

$$k(T) = 0.155 - 0.00005T$$

Funciones para GLICOL DE ETILENO (Tem. en °C)

$$\rho(T) = 1127.5 - 0.715T$$

$$C_p(T) = 2293.2 + 4.48T$$

$$\mu(T) = \text{EXP}(-3.4312 - 589/(T+273.15) + 320600/(T+273.15)^2) \times \text{LOG}(10)$$

$$k(T) = 0.253194 + 1.37755 \times 10^{-4}T$$

Funciones para TOLUENO (Temp. en °C)

$$\rho(T) = 583 + 0.9439 \ln(594.1 - (T+273.15))$$

$$C_p(T) = 1518.50 + 4.8725 \times 10^{-4} T - 0.01 \times 10^{-7} T^2$$

$$\mu(T) = (7.5031 - 0.0948893 \times 10^{-4} T + 0.0006842 \times 10^{-7} T^2 - 2.14647 \times 10^{-10} T^3) \times 10^{-4}$$

$$k(T) = 0.152833 - 7.499 \times 10^{-5} T + 8.333 \times 10^{-7} T^2$$

Las anteriores funciones son correlaciones basadas en datos de propiedades tabuladas²⁴. La función viscosidad para glicol de etileno y para tolueno fue obtenida de la referencia 6. Estas funciones muestran el rango de temperaturas para el cual deben emplearse; no se recomienda emplear estas funciones fuera del rango señalado, ya que puede acarrear consecuencias no previstas en el programa.

2.-El usuario puede suministrar las funciones para las propiedades de los fluidos que desee utilizar.

En este caso se "llama" a un nuevo programa, con las instrucciones de como efectuar esta opción.

3.-El usuario suministra los valores de las propiedades a la temperatura global promedio de los fluidos de proceso. Debe suministrar las siguientes propiedades:

Densidad	(kg/m ³)
Calor específico	(J/kg K)
Viscosidad dinámica	(Pa s)
Conductividad Térmica	(W/m K)

Si se elige esta opción, el programa asume que la relación de viscosidades es igual a uno ($N_{vis,lc} = 1$). Puesto que no puede evaluarse la viscosidad de los fluidos a la temperatura de la pared del tubo.

6.2 PROGRAMA DE DISEÑO TERMICO

El programa de diseño muestra dos tipos de resultados:

- 1.- Diseño con ajuste a diámetro de coraza estándar.
- 2.- Diseño sin ajuste a diámetro de coraza estándar.

²⁴ Kuzman Raznjevic, Handbook of Thermodynamic Tables and Charts, Hemisphere Publishing, USA, 1976, pág. 62 a 100.

El diseño con ajuste a diámetro de coraza estándar se muestran siempre y cuando pueda efectuarse dicho ajuste.

El programa principal esta formado por 11 secciones que se enlistan a continuación:

1. Subrutina para adquirir información sobre las restricciones dimensionales y las condiciones de proceso y de operación del cambiador. - En esta subrutina se pide la siguiente información:

---Condiciones de proceso.

DATOS DEL FLUIDO CALIENTE:

Temperatura inicial en °C

Temperatura final en °C

DATOS DEL FLUIDO FRIO:

Temperatura inicial en °C

Temperatura final en °C

Ubicación de los fluidos.

Circula el fluido caliente por la coraza (S/N) ?

Se suministra uno de los gastos máxicos:

Gasto máxico en la coraza (en kg/s)-0 si se tiene que evaluar-

Gasto máxico en los tubos (en kg/s)-0 si se tiene que evaluar-

---Restricciones de operación del cambiador de calor

Factor de obstrucción o de lodos combinado (en $m^2 \cdot K/W$)

Caída de presión máxima permitida en la CORAZA (en lb/plg^2)

Caída de presión máxima permitida en los TUBOS (en lb/plg^2)

---Restricciones dimensionales del cambiador de calor

Longitud máxima de los tubos (en metros, >=2)

Diámetro externo e interno de los tubos (en m.)

Relación de paso (Rp=Paso/do) del arreglo de tubos (Rp≥1.25)

ELEGIR EL TIPO DE ARREGLO DE TUBOS:

Teclar: (1).-para arreglo CUADRADO o (2).-para arreglo TRIANGULAR

ROTACION DEL ARREGLO DE TUBOS:

Teclar: (1).-para arreglo no rotado, o (2).-para arreglo rotado

-Conductividad térmica del material del tubo (en $W/m \cdot K$)

-Suministrar un valor tentativo del coeficiente global de transferencia de calor U (en $W/m^2 \cdot K$), con U dentro del rango: $200 \leq U_{\text{ten}} \leq 2500$.

2. Subrutina para calcular la diferencia de temperaturas media logarítmicas y el factor de corrección. En esta subrutina se comprueba si existe un cruce de temperaturas.
3. Diseño inicial.
4. Subrutina para caídas de presión en la coraza mayores a la máxima permitida.
5. Subrutina para caídas de presión en la coraza menores a la máxima permitida.
6. Subrutina para consumir la caída de presión máxima permisible en el lado de tubos.
7. Subrutina para calcular el número total de tubos. Se calcula el número de tubos para el diámetro de coraza actual.
8. Subrutina para calcular el diámetro de coraza requerido. Se estima el diámetro de la corza a partir del número de tubos calculado.
9. Subrutina para ajustar el diseño final a un diámetro de coraza estándar.
10. Subrutina para visualizar en pantalla y para imprimir los resultados del diseño.
11. Subrutina para calcular el coeficiente global de transferencia de calor y para calcular las caídas de presión en el cambiador de calor.

6.3 PROGRAMA DE SIMULACION

El programa de simulación que se describe a continuación, no se encuentra contemplado en los objetivos de la presente Tesis. Sin embargo, se decidió incluir dicho programa con el fin de contar con un elemento más de decisión en la elección de un diseño.

Este programa puede emplearse inmediatamente después de finalizar el programa de diseño sólo si el usuario eligió las dos primeras opciones del programa de adquisición de información sobre las propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo. Ya que el

programa de simulación requiere los valores de las propiedades a diferentes temperaturas.

El programa de simulación emplea los parámetros del diseño con ajuste a diámetro de coraza estándar. Si no fue posible efectuar el ajuste, entonces se emplean los parámetros del diseño sin ajuste a diámetro de coraza estándar.

El desarrollo de este programa se basa en el artículo de la referencia 15 y que se describe en el apéndice B.

En el artículo se describe el método numérico para simular las ecuaciones que describen un intercambiador de calor y así obtener la distribución de temperaturas a lo largo del tubo y la envolvente. A demás incluye el listado del programa en lenguaje FORTRAN.

Las modificaciones que se realizaron al programa original, además del cambio de codificación de lenguaje FORTRAN a lenguaje GW-BASIC, son aquellas que el mismo programa sugiere; específicamente se modificó una de las hipótesis físicas en las cuales se basa el análisis del problema, esta es:

- 1.-El coeficiente global de transferencia de calor U , es función lineal de la diferencia de temperaturas de los fluidos, en el tubo y en la envolvente.

En el programa original, el coeficiente global se representa por una función de la forma: $U=a+b(\Delta T)$, donde a y b son constantes que deben proponerse.

El cambio efectuado a esta hipótesis fue la sustitución de la función $U=a+b(\Delta T)$, por el cálculo directo de los coeficientes convectivos individuales de transferencia de calor mediante correlaciones empíricas y por consiguiente, el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (local).

Las correlaciones empleadas para calcular los coeficientes convectivo individuales (locales), son las mismas que se describieron en el capítulo 4.

Este cambio acarreo las siguientes modificaciones:

1.-Incluir una Subrutina para leer las propiedades termodinámicas de los fluidos en función de la temperatura, tanto para las funciones incluidas en el programa como para las funciones definidas por el usuario.

2.-Subrutina para calcular los coeficientes convectivos y el coeficiente global de transferencia de calor local.

En esta subrutina los coeficientes convectivos se calculan empujando las correlaciones que se describieron en el capítulo 4. Pero el cálculo de la relación de viscosidades (N_{vis}) difiere. Puesto que el cálculo de la temperatura de la pared, en esta caso, incluyen los efectos de los factores de obstrucción individuales. A continuación se muestran las expresiones para este caso :

Cálculo de la temperatura en la pared del tubo:

$$T_v = [T_c d_o (R_{d_i} + 1/h_i) + t_i d_i (R_{d_o} + 1/h_c)] / [d_o (R_{d_i} + 1/h_i) + d_i (R_{d_o} + 1/h_c)]$$

Cálculo de la temperatura en la superficie de la capa de obstrucción interior (respecto al tubo):

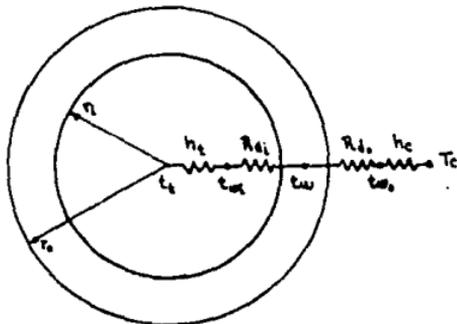
$$T_{v_i} = [T_v + t_i (R_{d_i} h_i)] / (1 + R_{d_i} h_i)$$

Cálculo de la temperatura en la superficie de la capa de obstrucción exterior al tubo:

$$T_{v_o} = [T_v + T_c (R_{d_o} h_c)] / (1 + R_{d_o} h_c)$$

En la derivación de las anteriores ecuaciones, se despreció la resistencia térmica correspondiente al espesor del tubo. En la figura 8.1 se muestra el modelo empleado para derivar las ecuaciones anteriores.

Fig. 8.1 Transferencia de calor a través de una pared de tubo según el concepto de resistencia térmica para el flujo de calor.



Cálculo de las relaciones de viscosidades:

a) Para la coraza:

$$N_{VIS_c} = \frac{\mu_{v_o}}{\mu_b}$$

en donde μ_{v_o} es la viscosidad del fluido, en la coraza, a la temperatura T_{v_o} .

b) En el interior del tubo:

$$N_{VIS_t} = \frac{\mu_{v_t}}{\mu_b}$$

en donde μ_{v_t} es la viscosidad del fluido, en los tubos, a la temperatura T_{v_t} .

Cabe aclarar que en el programa de diseño se maneja un sólo factor de obstrucción: el factor de obstrucción combinado; éste factor es la suma de los factores individuales.

Puesto que el programa de simulación emplea los factores de obstrucción individuales; estos se asignan bajo la siguiente consideración:

$$Rd_1 = Rd_2 = Rd/2$$

3.-Subrutina para desplegar resultados en pantalla, en impresora y en archivo de datos; esto último cuando se desee almacenar la distribución de temperaturas en el cambiador.

Como datos para iniciar el programa de simulación, se pide inicialmente el número de intervalos de longitud.

Si se desea una nueva simulación, entonces se deben especificar los gastos máxicos, las temperaturas iniciales de las corrientes y el factor de obstrucción deseado.

El desplegado del perfil de temperaturas tiene el siguiente formato:

1a. columna	2a. columna	3a. columna	N columna	Ultima col.
intervalos de longitud	Distribución de temperaturas en el 1er. paso de tubos.	Distribución de temperaturas en el 2o. paso de tubos.	Distribución de temperaturas en el n paso de tubos. (hasta 8)	Distribución de tem. en la coraza.
$x_0=0,00$	$t_{inicial}$	$t_{0,2}$	t_{final}	$T_{inicial}$
$x_1=x_0+\Delta x$	$t_{1,1}$	$t_{1,2}$	$t_{1,n}$	T_1
$x_2=x_1+\Delta x$	$t_{2,1}$	$t_{2,2}$	$t_{2,n}$	T_2
.
.
$x_L = L$	$t_{L,1}$	$t_{L,2}$	$t_{L,n-1}$	T_{final}

6.4 ALCANCES DEL PROGRAMA

En los anteriores capítulos se ha mencionado en cierta forma, el campo de aplicación y las limitaciones del programa de diseño que se ha desarrollado en la presente Tesis. A manera de resumen, se enlistan a continuación.

El programa puede obtener diseño de cambiadores de calor con las siguientes características más sobresalientes:

- 1.-Se puede diseñar únicamente cambiadores de calor de un paso por la coraza y n-pasos pares de tubos por la coraza. Con un límite superior de 8 pasos de tubos.
- 2.-El cambiador posee deflectores o mamparas segmentadas con corte horizontal de 25%.
- 3.-Los tubos del cambiador son de paredes lisas.
- 4.-El espaciamiento entre mamparas se ubicará entre un 20% del del diámetro de la coraza (límite inferior) y hasta una vez el diámetro de la coraza (límite superior). Para aquellos diseños con diámetros de coraza inferiores a 6 pig. el espaciamiento puede ser menor al límite inferior. Por lo general el diseño resultante tendrá un espaciamiento entre mamparas menor al máximo.

- 5.-Se puede elegir entre cuatro tipos de arreglos de tubos: cuadrado, triangular, cuadrado rotado y triangular rotado.
- 6.-La relación de paso mínimo que se puede asignar es de 1.25.
- 7.-Existe un diámetro de coraza máximo que depende del número de pasos de tubos, del diámetro exterior de los tubos, del claro entre el haz de tubos y el diámetro de interno de la coraza, y de la relación de paso. Como consecuencia del método empleado para calcular el número de tubos en la coraza. El diámetro de coraza máximo puede contener no más de 3500 tubos.
- 8.-El ajuste a diámetro de coraza estándar comprende los diámetros (en pulgadas): 8, 10, 12, 13.25, 15.25, 17.25, 19.25, 21.25, 23.25, 25, 27, 29, 31, 33, 35, 37, 39, 42, 45, 48, 54, 60, 66, 72, 78, 84, 90, 96, 108 y 120, siempre y cuando sea posible.
- 9.-El claro entre el haz de tubos y el diámetro de interno de la coraza se estima como $3/4$ del diámetro exterior de los tubos.
- 10.-El programa suministra diseños de cambiadores de calor líquido-líquido. Puesto que no se recomienda emplear el presente programa para diseñar cambiadores en donde uno de los fluidos sea un gas, en vista de la correlaciones utilizadas.

CAPITULO 7

EJEMPLOS DE APLICACION

El comportamiento del método desarrollado se observo mediante la solución a tres problemas. Los dos primeros ejemplos son problemas extraídos de la bibliografía consultada y que presentan la solución correspondiente. El restante ejemplo es un problema que se propone.

En los primeros dos ejemplos, se analiza principalmente el diseño que proporciona el problema resuelto, contra el diseño que estima el programa, suministrando a éste los datos tal y como los proporciona el problema resuelto.

A continuación se modifican algunos parámetros de los datos originales, con el fin de obtener un diseño que satisfaga mejor las condiciones de operación especificadas.

En cada problema se muestra los resultados tal y como los suministra el programa (salida de resultados o datos a impresora).

EJEMPLO 1²⁵

"Cálculo de un intercambiador para strawoil y nafta. 29,800 lb/h de un aceite ligero de 35°API a 340°F se usa para precalentar 103,000 lb/h de una nafta de 48°API de 200 a 230°F. La viscosidad del aceite es de 5.0 centipoises a 100°F y 2.3 centipoises a 210°F. La viscosidad de la nafta es 1.3 centipoises a 100°F y 5.4 centipoises a 210°F. Se permiten caídas de presión de 10 lb/plg².

Debido a que el aceite tiende a depositar residuos, considere un

²⁵ Kern, D. Q., "Procesos de Transferencia de Calor", pag. 277.

factor combinado de obstrucción de 0.005 y use un arreglo en cuadro.
La práctica en la planta es emplear tubo de 3/4 plg. DE, 16 BWG, con
16'0" de largo, siempre que sea posible."

DATOS INICIALES:

Fluido caliente: coraza, Strawoil:

$$T_{c1} = 340^{\circ}\text{F} = 171.11^{\circ}\text{C}$$

$$T_{c2} = 240^{\circ}\text{F} = 115.55^{\circ}\text{C}$$

$$W = 29,800 \text{ lb/h} = 3.7547 \text{ kg/s}$$

Propiedades:

$$\rho (T=290^{\circ}\text{F}) = 47.5 \text{ lb/ft}^3 = 761.11 \text{ kg/m}^3$$

$$C_p(T=290^{\circ}\text{F}) = 0.58 \text{ Btu/(lb} \cdot \text{F)} = 2428.20 \text{ J/(kg K)}$$

$$\mu (T=290.5^{\circ}\text{F}) = 1.5 \text{ cp.} = 1.5 \times 10^{-3} \text{ Pa s}$$

$$k (T=290.5^{\circ}\text{F}) = 7.3064 \times 10^{-2} \text{ Btu/(h ft}^2 \text{ (}^{\circ}\text{F/ft))} = 0.1265 \text{ W/(m}^2 \text{ (K/m))}$$

$$\Delta P_{\text{max}} = 10 \text{ lb/plg}^2$$

Fluido frío: tubos, Nafta:

$$t_{f1} = 200^{\circ}\text{F} = 93.33^{\circ}\text{C}$$

$$t_{f2} = 230^{\circ}\text{F} = 110.0^{\circ}\text{C}$$

$$w = 103,000 \text{ lb/h} = 12.9778 \text{ kg/s}$$

Propiedades:

$$\rho (T=215^{\circ}\text{F}) = 45 \text{ lb/ft}^3 = 721.05 \text{ kg/m}^3$$

$$C_p(T=215^{\circ}\text{F}) = 0.56 \text{ Btu/(lb} \cdot \text{F)} = 2344.46 \text{ J/(kg K)}$$

$$\mu (T=212^{\circ}\text{F}) = 0.54 \text{ cp.} = 5.4 \times 10^{-4} \text{ Pa s}$$

$$k (T=215^{\circ}\text{F}) = 7.9679 \times 10^{-2} \text{ Btu/(h ft}^2 \text{ (}^{\circ}\text{F/ft))} = 0.1380 \text{ W/(m}^2 \text{ (K/m))}$$

$$\Delta P_{\text{max}} = 10 \text{ lb/plg}^2$$

$$R_{d_{\text{combinado}}} = 0.005 \text{ (h ft}^2 \text{ }^{\circ}\text{F)/Btu} = 8.7719 \times 10^{-4} \text{ (m}^2 \text{ K)/W}$$

$$U_{\text{tentativo}} = 70 \text{ Btu/(h ft}^2 \text{ }^{\circ}\text{F)} = 397.45 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

$$Q_T = 1\,730\,000 \text{ Btu/h} = 507\,011.1 \text{ W.}$$

Especificaciones iniciales:

$$L = 16' = 4.8768 \text{ m.}$$

$$d_o = 0.75" = 0.01905 \text{ m.}$$

$$d_i = 0.620" = 0.0157 \text{ m.}$$

$$p = 1" = 0.0254 \text{ m.}$$

Arreglo cuadrado, con 2 paso de tubos.

Suministrando los datos al programa se obtienen los siguientes resultados.

DATOS DEL FLUIDO QUE CIRCULA POR LA CORAZA (STRAWOIL):

Temperatura inicial.....: 171.11 °C
Temperatura final.....: 115.55 °C
Gasto másico.....: 3.7547 kg/s
Caída de presión máxima permitida en la CORAZA: 10 lb/plg'

DATOS DEL FLUIDO QUE CIRCULA POR LOS TUBOS (NAFTA):

Temperatura inicial.....: 93.33 °C
Temperatura final.....: 110 °C
Gasto másico: 12.9778 kg/s
Caída de presión máxima permitida en los TUBOS: 10 lb/plg'

Factor de obstrucción o de lodos combinado: 8.7719E-04 [m²·k]/W

Longitud máx. de los tubos ...: 4.8768 m
Diámetro externo de los tubos : .01905 m
Diámetro interno de los tubos : .0157 m
Conductividad térmica del material del tubo : 45 W/(m·k)

Relación de paso (Rp=Paso/Dt.ext) del arreglo de tubos: 1.333

Paso del arreglo : 2.539365E-02 m
Diseño con arreglo cuadrado no rotado

--- Propiedades evaluadas a temperatura global promedio:

TUBOS (NAFTA):
Temperatura.....: 101.665 °C
Densidad: 721.05 kg/m³
Calor específico...: 2344.469 J/(kg·k)
Viscosidad dinámica: .00054 Pa·s
Conductividad térm.: .138 W/(m·k)
Número de Prandtl...: 9.174008

CORAZA (STRAWOIL):

Temperatura.....: 143.33 °C
Densidad: 761.11 kg/m³
Calor específico...: 2428.2 J/(kg·k)
Viscosidad dinámica: .0018 Pa·s
Conductividad térm.: .1265 W/(m·k)
Número de Prandtl...: 28.79289

TEBIB DEPT. FLUIDOS Y TERMICA FAC. DE INGENIERIA U.N.A.M
 Programa desarrollado por: Alejandro Cortés Eslava (1991)
 Fecha (m-d-a): 10-03-1991 Hora: 14:05:40

Programa ACECAM ver -1.01

-----RESULTADOS CON DIAMETRO DE CORAZA ESTANDAR

Longitud de los tubos....: 4.68245 m
 Num. de pasos de tubos....: 2
 Diam. int. de la coraza...: .438 m (17.25 plg.)
 Num. total de tubos.....: 171
 Area de transferencia....: 47.91981 m² Re= 1
 Espaciamiento deflectores: 9.141034E-02 m
 coef. convectivo coraza...: 678.3518 W/(m².k)
 Caída de presión coraza...: 4.241487 lb/plg²
 velocidad prom. coraza...: .4932242 m/s Re= 6018.559
 Coef. convectivo tubos....: 1254.531 W/(m².k)
 Caída de presión tubos....: 1.692883 lb/plg²
 velocidad prom. tubos....: 1.087375 m/s Re= 22795.58
 Coef. global limpio.....: 432.4868 W/(m².k)
 Coef. global sucio.....: 313.3387 W/(m².k)

Fact. de corrección de DTML: .8776103
 DTM (°C).....: 33.73615
 Calor transferido.....: 506875.9 W
 Gasto másico en la coraza..(BTRAWOIL): 3.7547 kg/s
 Gasto másico en los tubos..(NAFTA): 12.9778 kg/s

-----RESULTADOS SIN AJUSTE A DIAMETRO DE CORAZA ESTANDAR

Longitud de los tubos....: 4.523625 m
 Num. de pasos de tubos....: 2
 Diam. int. de la coraza...: .4570517 m
 Num. total de tubos.....: 181
 Area de transferencia....: 49.00169 m² Re= 1
 Espaciamiento deflectores: 9.141034E-02 m
 coef. convectivo coraza...: 662.6512 W/(m².k)
 Caída de presión coraza...: 3.959217 lb/plg²
 velocidad prom. coraza...: .4726647 m/s Re= 5767.682
 Coef. convectivo tubos....: 1198.769 W/(m².k)
 Caída de presión tubos....: 1.490156 lb/plg²
 velocidad prom. tubos....: 1.027299 m/s Re= 21536.16
 Coef. global limpio.....: 419.4251 W/(m².k)
 Coef. global sucio.....: 306.6163 W/(m².k)

Fact. de corrección de DTML: .8776103
 DTM (°C).....: 33.73615
 Calor transferido.....: 506875.9 W
 Gasto másico en la coraza..(BTRAWOIL): 3.7547 kg/s
 Gasto másico en los tubos..(NAFTA): 12.9778 kg/s

Las dos páginas anteriores muestran los resultados que se obtuvieron para el diseño 1, suministrando al programa los datos originales.

La tabla 1 resume los resultados obtenidos para diferentes arreglos de cambiadores identificados por los diseños 1, 2, 3, 4 y 5, e incluyendo el diseño obtenido por KERN. En la parte superior de esta tabla se identifican aquellos parámetros que sufrieron cambios.

A partir de la tabla 1, se observa la gran similitud entre el diseño obtenido por KERN y el diseño 1; en particular el valor encontrado para el área de transferencia del intercambiador.

Sin embargo, ambos diseños no logran consumir totalmente las caídas de presión máximas permitidas, a partir de las restricciones dimensionales especificadas inicialmente.

Modificando algunas de las restricciones dimensionales iniciales, tales como el diámetro de los tubos, el arreglo de tubos y la longitud se obtienen los diseños restantes. La elección o la asignación de valores a estos parámetros puede sujetarse a los criterios que se mencionaron en el capítulo 2, referente a la selección de elementos de diseño.

De todos estos diseños, el que puede considerarse como el mejor (desde el punto de vista del aprovechamiento de las caídas de presión máximas), resulta ser el diseño 2. En el cual se disminuyó el diámetro exterior del tubo (1/2"). Como puede observarse, la longitud de los tubos de este cambiador es menor a la longitud máxima especificada y que en la mayoría de los casos es de esperarse.

En este ejemplo no se muestra la simulación numérica del cambiador actual, puesto que se carece de correlaciones en función de la temperatura para las propiedades de los fluidos.

TABLA 1

Parámetros	KERN	Diseño1	Diseño2	Diseño3	Diseño4	Diseño5
do	0.01905	0.01905	0.0127	0.01905	0.01905	0.0127
di	0.0157	0.0157	0.0094	0.0157	0.0157	0.0094
Lmax.	4.8768	4.8768	4.8768	4.8768	3.0	3.0
arreglo de tubos	cuadrado	cuadrado	cuadrado	triangular rotado	cuadrado	cuadrado
Resultados:						
L	4.8768	4.6824	3.8160	4.8532	2.6357	3.112
N _{ptu}	2	2	2	2	6	2
D	0.438	0.438	0.337	0.438	0.635	0.387
n _t	166	171	235	160	395	329
A	48.45	47.92	35.78	48.47	55.99	40.85
b	0.0889	0.0914	0.0828	0.1095	0.1367	0.1003
hc	--	678.35	992.96	704.66	451.42	830.33
ΔP _c	4.7	4.24	9.14	3.76	0.57	3.89
uc	--	0.493	0.708	0.415	0.227	0.509
ht	--	1254.53	2199.54	1323.07	1684.19	1680.47
ΔP _t	2.1	1.69	8.43	1.96	6.94	3.94
ut	--	1.087	2.207	1.162	1.571	1.577
U _o	424.71	432.48	664.81	451.29	350.89	542.93
U _f	307.75	313.54	419.93	323.30	268.30	387.77
Ra	1	1	1	1	1	1

EJEMPLO 2²⁶

"Transferencia de calor de líquido a líquido en un intercambiador de calor de tubos y coraza del tipo 1-2. Calcular las dimensiones de un intercambiador de calor de tubos y coraza del tipo 1-2, requerido para enfriar 150,100 lb/h de glycol de etileno de 250°F a 220°F empleando tolueno como refrigerante. El tolueno se calienta de 80°F a 145°F. Utilizar tubos de 14 SWG de espesor con diámetro exterior de 3/4 de pulgada. Los tubos tienen una longitud de 8 pies y se encuentran distribuidos en arreglo triangular con 1 pulgada de paso. La coraza tiene mamparas segmentadas con un 25% de corte con un espaciamiento de 6 pulgadas. Colocar el glycol de etileno en los tubos, ya que es líquido más corrosivo. Estimar la caída de presión en cada corriente. Especificar el factor de ensuciamiento permitido, el cual es inherente al diseño."

DATOS INICIALES:

Fluido caliente: tubos, Glicol de etileno.

$$T_{c1} = 250^{\circ}\text{F} = 121.11^{\circ}\text{C}$$

$$T_{c2} = 220^{\circ}\text{F} = 104.44^{\circ}\text{C}$$

$$W = 150,100 \text{ lb/h} = 18.9 \text{ kg/s}$$

Propiedades a 112.8°C :

$$\rho = 1042 \text{ kg/m}^3$$

$$C_p = 2855 \text{ J/(kg K)}$$

$$\mu = 0.00158 \text{ Pa s}$$

$$k = 0.220 \text{ W/(m}^2\text{(K/m))}$$

$$Pr = 20.53$$

$$\Delta P_{\text{max}} = 2 \text{ lb/plg}^2 \text{ }^{\text{H}}$$

Fluido frío: coraza, Tolueno.

$$t_{12} = 80^{\circ}\text{F} = 26.7^{\circ}\text{C}$$

$$t_{22} = 145^{\circ}\text{F} = 62.8^{\circ}\text{C}$$

$$w = 110,300 \text{ lb/h} = 13.90 \text{ kg/s (valor a calcular en el programa)}$$

Propiedades a 44.7°C :

$$\rho = 842.4 \text{ kg/m}^3$$

$$C_p = 1792 \text{ J/(kg K)}$$

$$\mu = 4.42 \times 10^{-4} \text{ Pa s}$$

$$k = 0.147 \text{ W/(m}^2\text{(K/m))}$$

²⁶ Holland, F. A., " Heat Transfer", pág. 56.

$$Pr = 5.388$$

$$\Delta P_{max} = 10 \text{ lb/plg}^2 \text{ }^M$$

$$Pd_{\text{combinado}} = 0.002 (h \text{ ft}^2 \cdot F) / Btu = 3.5224 \times 10^{-4} (\text{cm}^2 \text{ K}) / W \text{ }^{27}$$

$$U_{\text{tentativo}} = 871.8 \text{ W/Cm}^2 \text{ K}$$

$$Qr = 899 \text{ 200 W}$$

Especificaciones iniciales:

$$L = 2.438 \text{ m.}$$

$$d_o = 0.01905 \text{ m.}$$

$$d_i = 0.01499 \text{ m.}$$

$$p = 0.0254 \text{ m.}$$

Arreglo triangular.

2 paso de tubos.

NOTA: No es necesario suministrar al programa los datos de las propiedades físicas de los fluidos, ya que el programa cuenta con las funciones correspondientes y sólo es necesario indicar el tipo de fluido que se empleara. Sin embargo, se muestran los valores que proporciona HOLLAND, con el fin de comparar los valores de la propiedades.

Suministrando los datos al programa se obtienen los siguientes resultados.

²⁷ Valor obtenido de TEMA para factores de obstrucción, considerando líquido orgánico industrial. El problema que plantea Holland, no especifica el valor. Sin embargo, empleamos este valor para evaluar el área requerida y la relación de áreas utilizando el U_o que obtiene Holland.

^M Valores que se proponen por nuestra parte, pero que no se encuentran alejados del los valores que maneja el autor.

TEB18 DEPT. FLUIDOS Y TERMICA FAC. DE INGENIERIA U.N.A.M.
Programa desarrollado por: Alejandro Cortes Eslava (1991)
Fecha (m-d-a): 10-03-1991 Hora: 14:19:37

Programa ACECAM ver -1.01

DATOS DEL FLUIDO QUE CIRCULA POR LA CORAZA (TOLUENO):

Temperatura inicial.....: 26.67 °C
Temperatura final.....: 62.78 °C
Gasto másico.....: 15.24189 kg/s
Caída de presión máxima permitida en la CORAZA: 10 lb/plg

DATOS DEL FLUIDO QUE CIRCULA POR LOS TUBOS (GLICOL DE ETILENO):

Temperatura inicial.....: 121.11 °C
Temperatura final.....: 104.44 °C
Gasto másico.....: 18.9 kg/s
Caída de presión máxima permitida en los TUBOS: 2 lb/plg

Factor de obstrucción o de lodos combinado: 3.5224E-04 (m²·k)/W
Longitud ex. de los tubos...: 2.438 m
Diámetro externo de los tubos : .01905 m
Diámetro interno de los tubos : .01499 m
Conductividad térmica del material del tubo : 45 W/(m·k)

Relación de paso (Rp=Paso/Dt.ext) del arreglo de tubos: 1.333

Paso del arreglo : 2.539365E-02 m
Diseño con arreglo triangular no rotado

--- Propiedades evaluadas a temperatura global promedio:

TUBOS (GLICOL DE ETILENO):
Temperatura.....: 112.775 °C
Densidad.....: 1046.866 kg/m³
Calor específico...: 2798.432 J/(kg·k)
Viscosidad dinámica: 1.595668E-03 Pa·s
Conductividad term.: .2707293 W/(m·k)
Número de Prandtl...: 16.49384

CORAZA (TOLUENO):

Temperatura.....: 44.725 °C
Densidad.....: 843.7288 kg/m³
Calor específico...: 1716.499 J/(kg·k)
Viscosidad dinámica: 4.435766E-04 Pa·s
Conductividad term.: .1478122 W/(m·k)
Número de Prandtl...: 5.151124

Programa ACECAM ver -1.01

-----RESULTADOS CON DIAMETRO DE CORAZA ESTANDAR

Longitud de los tubos..... 1.96851 m
 Num. de pasos de tubos.... 2
 Diam. int. de la coraza... .489 m (19.25 plg.)
 Num. total de tubos..... 254
 Area de transferencia..... 29.92383 m² Ra= .9999864
 Espaciamiento deflectores: .1178 m
 coef. convectivo coraza... 1813.024 W/(m².k)
 Caída de presión coraza... 9.600453 lb/plg²
 velocidad prom. coraza... 1.255358 m/s Re= 43633.85
 Coef. convectivo tubos... 1058.376 W/(m².k)
 Caída de presión tubos... 1.015444 lb/plg²
 velocidad prom. tubos.... .8055137 m/s Re= 7921.787
 Coef. global limpio..... 646.3531 W/(m².k)
 Coef. global sucio..... 526.4871 W/(m².k)

Fact. de corrección de DTML: .9775397
 DTML (°C)..... 66.0667
 Calor transferido..... 1040863 W
 Gasto másico en la coraza..(TOLUENO): 15.24189 kg/s
 Gasto másico en los tubos..(GLICOL DE ETILENO): 18.9 kg/s

----- RESULTADOS SIN AJUSTE A DIAMETRO DE CORAZA ESTANDAR

Longitud de los tubos.... 1.966471 m
 Num. de pasos de tubos... 2
 Diam. int. de la coraza... .4875542 m
 Num. total de tubos..... 254
 Area de transferencia..... 29.89285 m² Ra= 1.000325
 Espaciamiento deflectores: .117013 m
 coef. convectivo coraza... 1822.495 W/(m².k)
 Caída de presión coraza... 9.797098 lb/plg²
 velocidad prom. coraza... 1.26755 m/s Re= 44057.59
 Coef. convectivo tubos... 1058.087 W/(m².k)
 Caída de presión tubos... 1.014985 lb/plg²
 velocidad prom. tubos.... .8055137 m/s Re= 7921.787
 Coef. global limpio..... 647.4449 W/(m².k)
 Coef. global sucio..... 527.2113 W/(m².k)

Fact. de corrección de DTML: .9775397
 DTML (°C)..... 66.0667
 Calor transferido..... 1040863 W
 Gasto másico en la coraza..(TOLUENO): 15.24189 kg/s
 Gasto másico en los tubos..(GLICOL DE ETILENO): 18.9 kg/s

TESIS DEPT. FLUIDOS Y TERMICA FAC. DE INGENIERIA U.N.A.M
Programa desarrollado por: Alejandro Cortes Esquivel (1991)
Fecha (m-d-a): 10-08-1991 Horas 14:30:29

Programa ACECAM ver -1.01

----- RESULTADOS DE LA SIMULACION:

-- DATOS INICIALES:

Gasto másico por los tubos: 18.9 kg/s
Gasto másico por la coraza: 15.24189 kg/s
Temperatura inicial del fluido en los tubos: 121.11 °C
Temperatura inicial del fluido en la coraza: 26.67 °C
Longitud de un elemento.....: 7.874039E-02 m
Factor de obstrucción combinado: 3.5224E-04 (m² kg/W)

-- RESULTADOS:

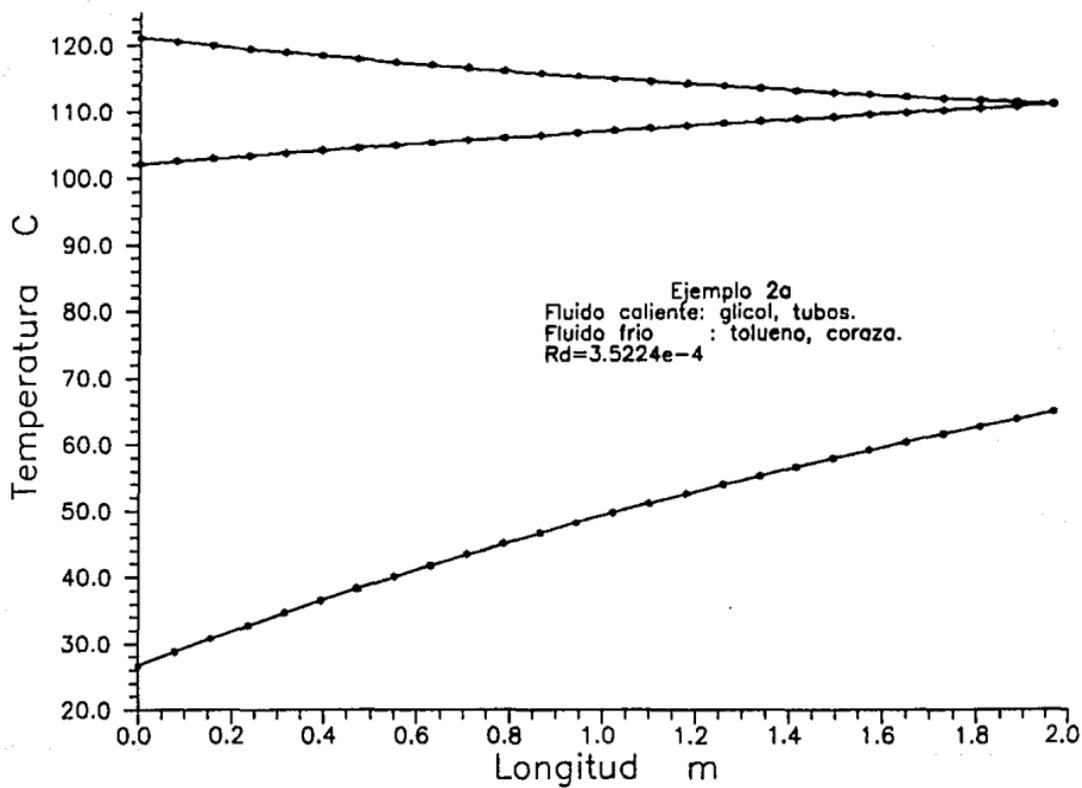
Temp. final del fluido que circula por los tubos: 102.1256 °C
Temp. final del fluido que circula por la coraza: 64.82732 °C
Calor total transferido.....: 1103841 W
Caída de presión en la coraza....: 9.676501 lb/plg²
Caída de presión en los tubos....: .9988452 lb/plg²

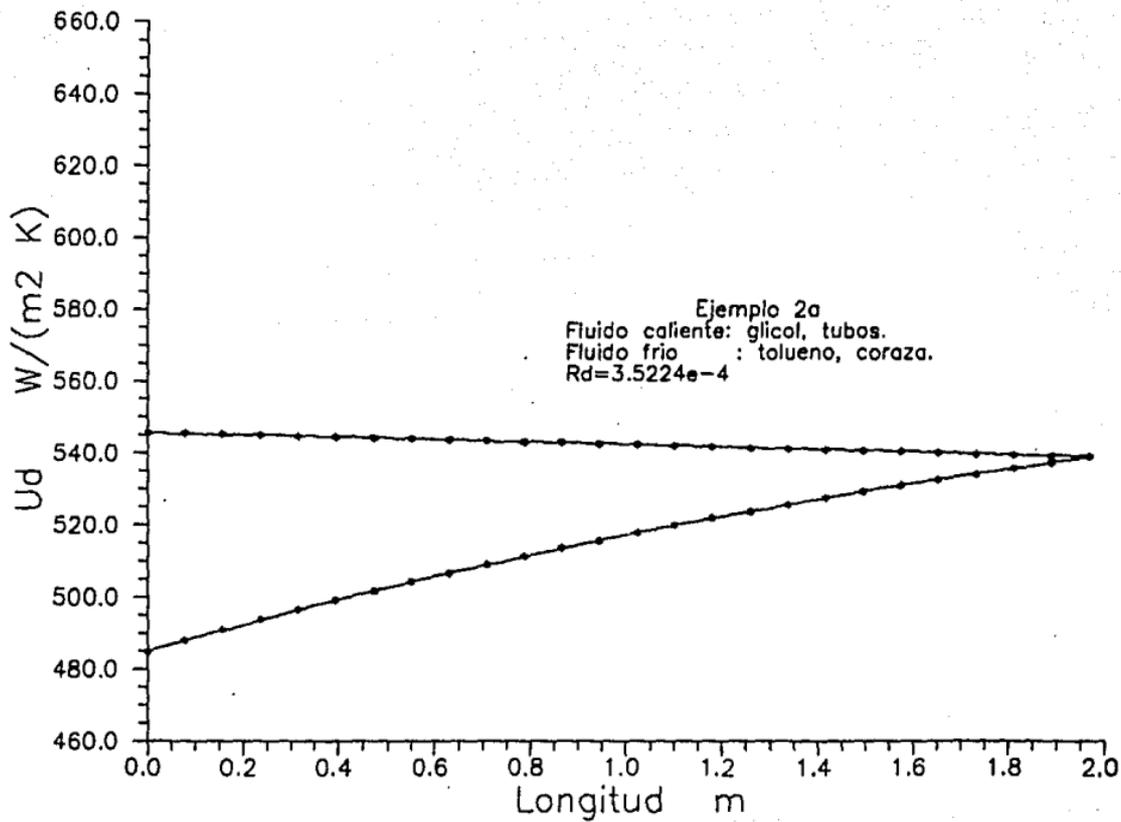
---- Perfil de temperaturas ----

0.000	121.110	102.126	26.670
0.079	120.543	102.543	28.748
0.157	119.991	102.954	30.766
0.236	119.454	103.358	32.728
0.315	118.932	103.755	34.635
0.394	118.425	104.146	36.490
0.472	117.932	104.530	38.293
0.551	117.452	104.908	40.047
0.630	116.986	105.280	41.754
0.709	116.533	105.646	43.415
0.787	116.092	106.005	45.031
0.866	115.664	106.359	46.605
0.945	115.248	106.707	48.137
1.024	114.843	107.049	49.629
1.102	114.450	107.386	51.082
1.181	114.068	107.717	52.498
1.260	113.697	108.043	53.877
1.339	113.336	108.364	55.221
1.417	112.986	108.680	56.531
1.496	112.645	108.990	57.808
1.575	112.315	109.296	59.052
1.654	111.994	109.597	60.266
1.732	111.682	109.894	61.449
1.811	111.379	110.186	62.603
1.890	111.085	110.473	63.729
1.969	110.800	110.756	64.827

---- Coeficiente U puntual ----

0.000	545.675	485.014
0.079	545.466	488.031
0.157	545.243	490.954
0.236	545.009	493.785
0.315	544.764	496.529
0.394	544.510	499.189
0.472	544.249	501.767
0.551	543.980	504.268
0.630	543.706	506.693
0.709	543.427	509.046
0.787	543.145	511.330
0.866	542.859	513.547
0.945	542.572	515.700
1.024	542.284	517.790
1.102	541.994	519.821
1.181	541.705	521.795
1.260	541.417	523.713
1.339	541.130	525.578
1.417	540.845	527.392
1.496	540.562	529.156
1.575	540.282	530.873
1.654	540.005	532.544
1.732	539.732	534.171
1.811	539.463	535.755
1.890	539.197	537.298
1.969	538.937	538.802





Las páginas anteriores incluyen la simulación del diseño actual. Cabe aclarar que Las gráficas que se muestran no las proporciona el programa. Sin embargo, el programa crea archivos de datos que pueden graficarse posteriormente si así se desea, como en este caso.

La finalidad de de este ejemplos es mostrar principalmente la opción de la simulación numérica del diseño actual. En este ejemplo se simula el diseño actual cuando el factor de obstrucción es nulo, es decir, cuando se tiene la unidad limpia. Y se simula el diseño actual cuando la temperatura inicial del fluido que circula por la coraza es de 20°C. Los resultados de las dos simulaciones se muestran en las siguientes páginas, reservándonos hasta el final de éstas, los comentarios al respecto.

En la tabla 2, se muestran los resultados que se obtinene al emplear el programa, suministrando los datos y especificaciones iniciales. De la observación de estos resultados, se tiene lo siguiente:

1.-El calor de trabajo para el diseño estimado, es mayor al valor calculado por Holland. Esto se debe a que mientras HOLLAND calcula el calor a partir del calor específico a la temperatura media de los fluidos, el programa evalúa el calor a partir de las entalpías. Y esto acarrea que el gasto másico en la coraza (si se suministra inicialmente el gasto másico en los tubos) sea algo mayor que el obtenido por HOLLAND.

2.-El diseño estimado tiene un número de Reynolds en los tubos que lo ubica en régimen de flujo en transición y que de acuerdo a la prácticas de diseño se debe evitar²⁸. Y en este aspecto, es superior el diseño evaluado por HOLLAND.

3.-Debido en parte a la condición anterior, el valor de la relación de áreas no es igual o mayor a la unidad.

²⁸ Holland, F. A., " Heat Transfer", pág. 459.

TABLA 2

Parámetros	HOLLAND	Diseño1
do	0.01903	0.01903
dt	0.01499	0.01499
Lmax.	2.438	2.438
arreglo de tubos	triangular	triangular
Resultados:		
L	2.438	1.969
N _{ptu}	2	2
D	0.432	0.489
n _t	196	254
A	29.59	29.92
b	0.1524	0.1178
hc	1830	1813.024
ΔP _c	5.359	9.6
uc	--	1.255
ht	1259.789	1058.376
ΔP _t	1.859	1.015
ut	1.049	0.806
U _o	691.061	646.353
U _r	555.775	526.487
Ra	1.1679	0.9099
Q _r	899 200	1 040 863

TESIS DEPT. FLUIDOS Y TERMICA FAC. DE INGENIERIA U.N.A.M
Programa desarrollado por: Alejandro Cortés Eslava (1991)
Fecha (m-d-a): 10-08-1991 Hora: 14:39:55

Programa ACECAM ver -1.01

----- RESULTADOS DE LA SIMULACION:

-- DATOS INICIALES:

Gasto másico por los tubos: 18.9 kg/s
Gasto másico por la coraza: 15.24189 kg/s
Temperatura inicial del fluido en los tubos: 121.11 °C
Temperatura inicial del fluido en la coraza: 26.67 °C
Longitud de un elemento.....: 7.874039E-02 m
Factor de obstrucción combinado: 0 [m² k1/W]

-- RESULTADOS:

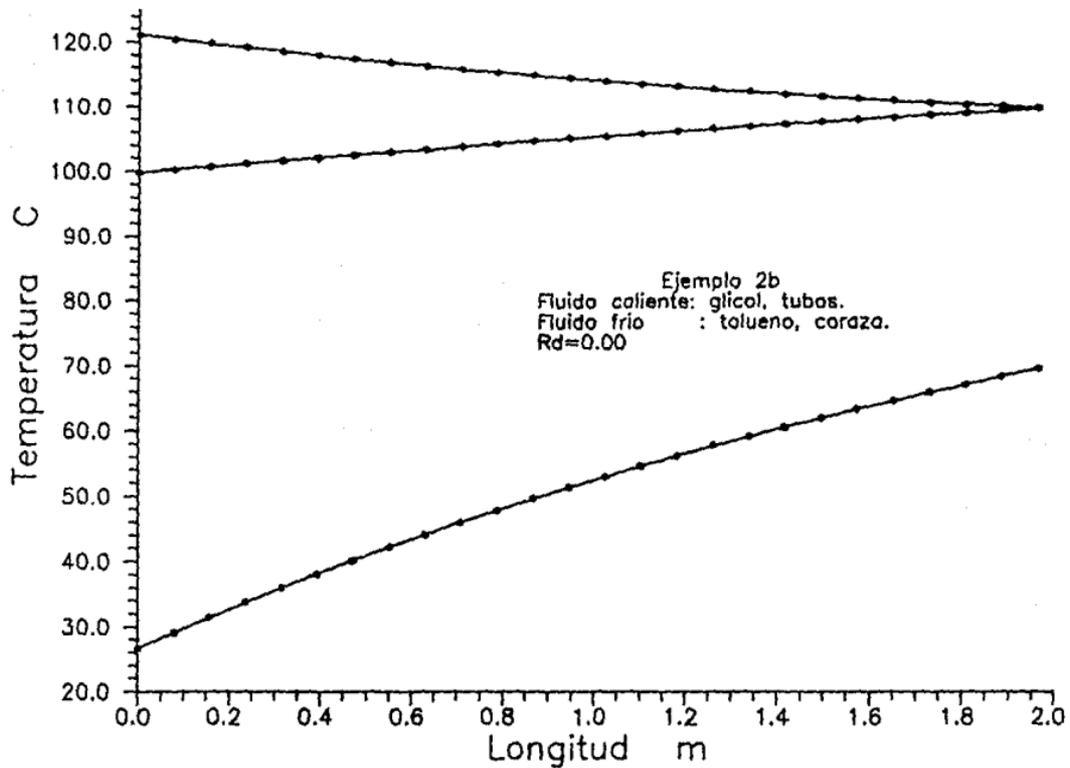
Temp. final del fluido que circula por los tubos: 99.78226 °C
Temp. final del fluido que circula por la coraza: 69.29649 °C
Calor total transferido.....: 1242608 W
Caída de presión en la coraza...: 9.612762 lb/plg²
Caída de presión en los tubos...: 1.015763 lb/plg²

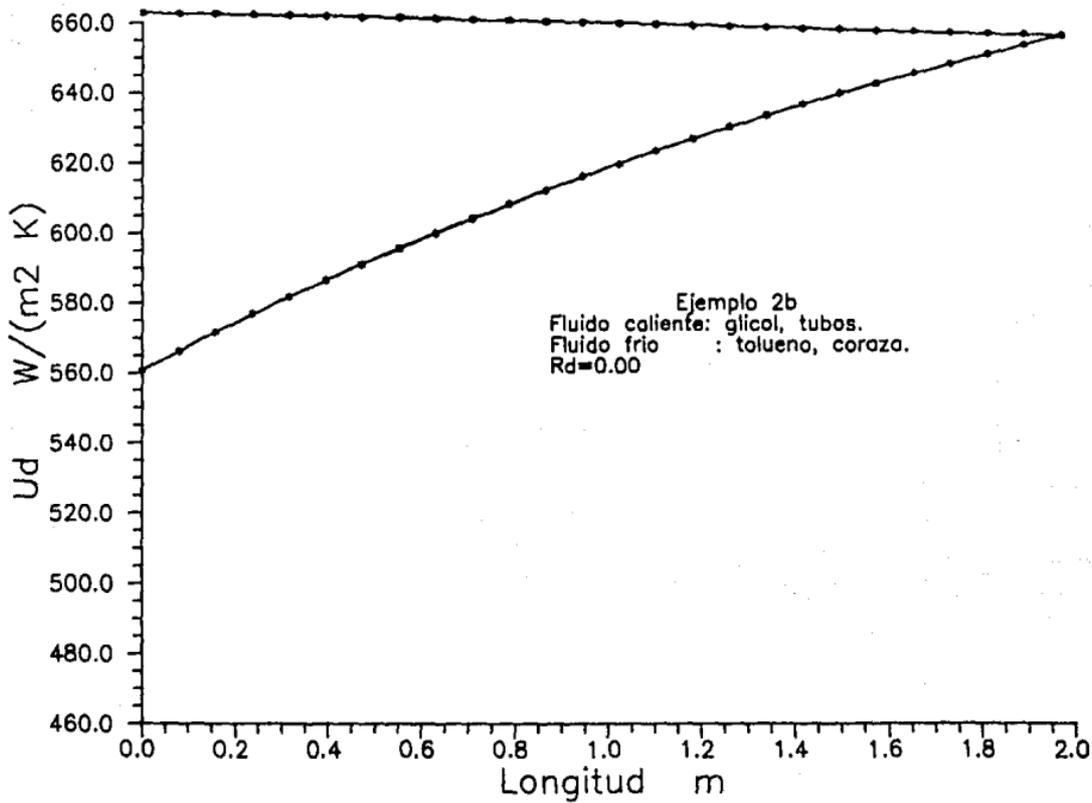
---- Perfil de temperaturas ----

0.000	121.110	99.782	26.670
0.079	120.423	100.252	29.106
0.157	119.757	100.712	31.461
0.236	119.114	101.165	33.740
0.315	118.491	101.609	35.944
0.394	117.888	102.044	38.077
0.472	117.305	102.472	40.142
0.551	116.741	102.892	42.142
0.630	116.196	103.304	44.078
0.709	115.668	103.708	45.954
0.787	115.158	104.105	47.771
0.866	114.665	104.494	49.533
0.945	114.188	104.876	51.240
1.024	113.727	105.251	52.895
1.102	113.281	105.619	54.499
1.181	112.850	105.980	56.055
1.260	112.434	106.335	57.565
1.339	112.032	106.683	59.029
1.417	111.643	107.024	60.450
1.496	111.268	107.360	61.829
1.575	110.905	107.689	63.167
1.654	110.555	108.012	64.466
1.732	110.217	108.330	65.727
1.811	109.891	108.642	66.952
1.890	109.576	108.948	68.141
1.969	109.272	109.249	69.296

---- Coeficiente U puntual ----

0.000	662.734	560.605
0.079	662.591	566.103
0.157	662.426	571.417
0.236	662.239	576.554
0.315	662.035	581.522
0.394	661.813	586.324
0.472	661.577	590.970
0.551	661.328	595.464
0.630	661.068	599.811
0.709	660.797	604.018
0.787	660.519	608.090
0.866	660.233	612.032
0.945	659.943	615.849
1.024	659.649	619.546
1.102	659.351	623.127
1.181	659.052	626.598
1.260	658.752	629.962
1.339	658.452	633.222
1.417	658.155	636.386
1.496	657.860	639.454
1.575	657.567	642.430
1.654	657.278	645.320
1.732	656.994	648.125
1.811	656.716	650.849
1.890	656.443	653.495
1.969	656.178	656.067





TESIS DEPT. FLUIDOS Y TERMICA FAC. DE INGENIERIA U.N.A.M
Programa desarrollado por: Alejandro Cortes Ealava (1991)
Fecha (m-d-a): 10-08-1991 Hora: 14:50:26

Programa ACECAM ver -1.01

----- RESULTADOS DE LA SIMULACION:
-- DATOS INICIALES:

Gasto másico por los tubos: 18.9 kg/s
Gasto másico por la coraza: 15.24189 kg/s
Temperatura inicial del fluido en los tubos ...: 121.11 °C
Temperatura inicial del fluido en la coraza ...: 20 °C
Longitud de un elemento.....: 7.874039E-02 m
Factor de obstrucción combinado: 3.5224E-04 [m² k]/W

-- RESULTADOS:

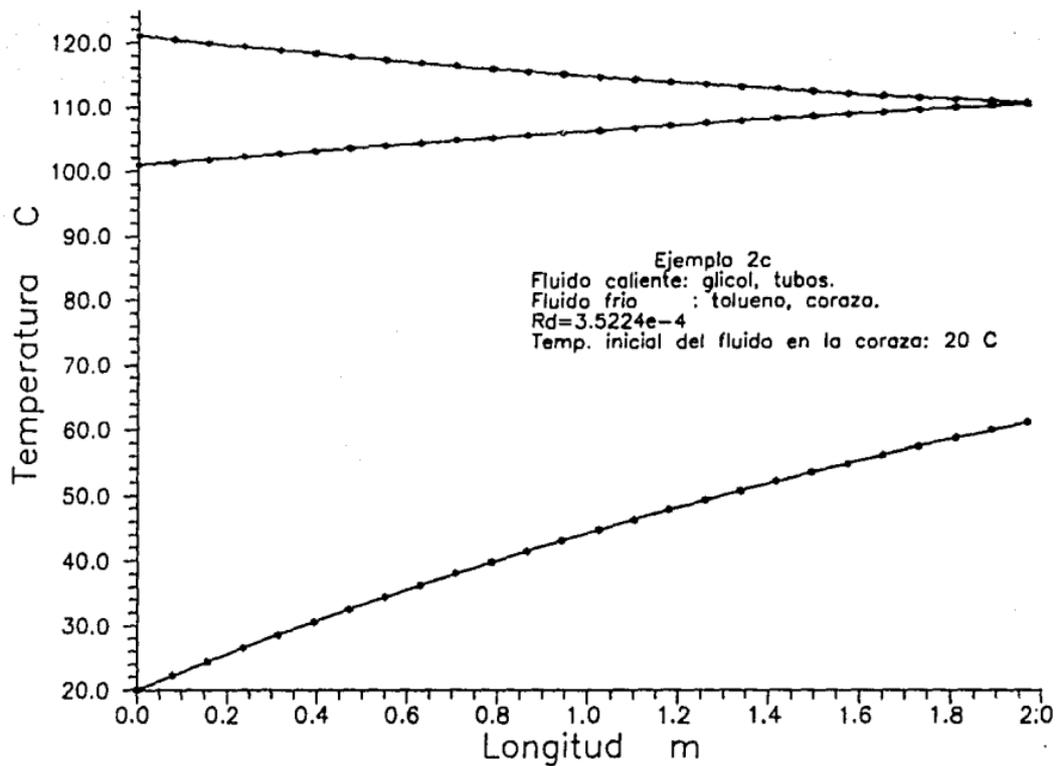
Temp. final del fluido que circula por los tubos: 100.9704 °C
Temp. final del fluido que circula por la coraza: 60.95188 °C
Calor total transferido.....: 1160780 W
Caída de presión en la coraza...: 9.693825 lb/plg²
Caída de presión en los tubos...: 1.004535 lb/plg²

---- Perfil de temperaturas ----

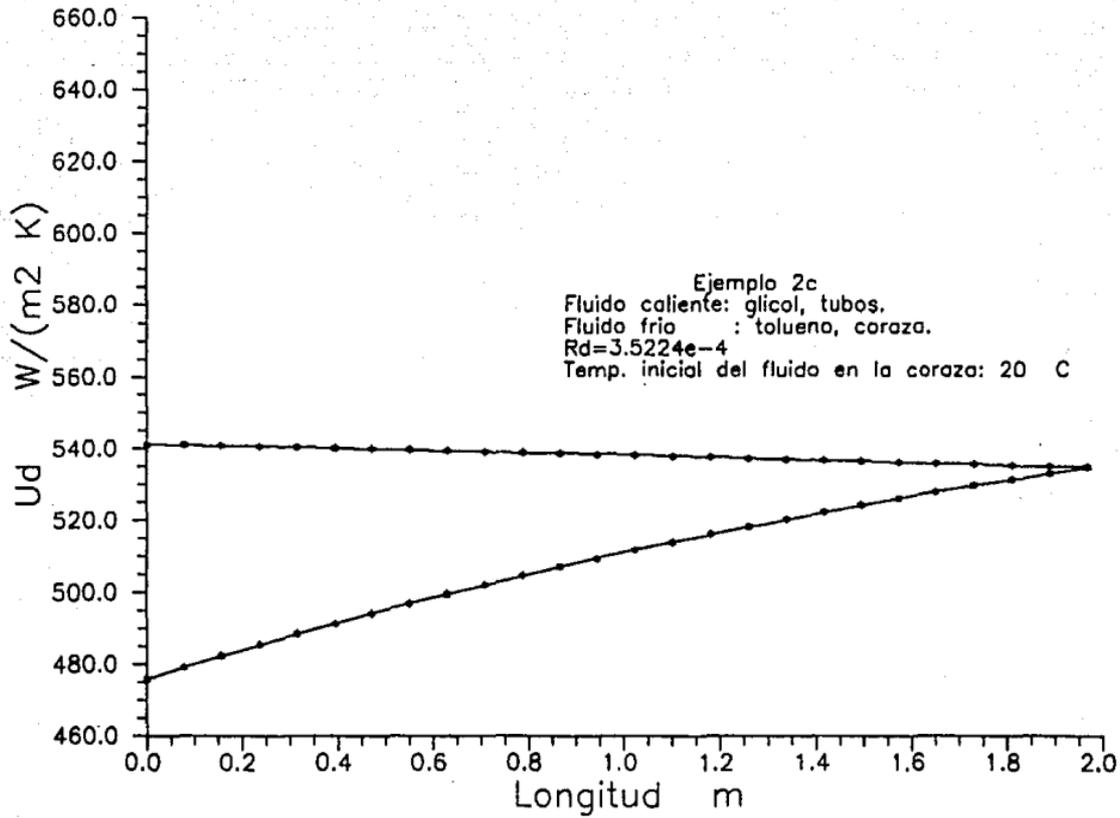
0.000	121.110	100.970	20.000
0.079	120.508	101.411	22.238
0.157	119.922	101.845	24.411
0.236	119.352	102.271	26.522
0.315	118.798	102.691	28.573
0.394	118.259	103.104	30.566
0.472	117.735	103.510	32.504
0.551	117.226	103.910	34.389
0.630	116.731	104.303	36.226
0.709	116.251	104.691	38.019
0.787	115.781	105.071	39.769
0.866	115.326	105.446	41.428
0.945	114.884	105.814	43.071
1.024	114.454	106.177	44.671
1.102	114.037	106.534	46.229
1.181	113.631	106.885	47.747
1.260	113.236	107.231	49.225
1.339	112.853	107.572	50.665
1.417	112.481	107.907	52.068
1.496	112.119	108.237	53.436
1.575	111.768	108.561	54.769
1.654	111.427	108.881	56.069
1.732	111.095	109.196	57.336
1.811	110.773	109.506	58.571
1.890	110.461	109.812	59.776
1.969	110.157	110.113	60.952

---- Coeficiente U puntual ----

0.000	541.131	475.840
0.079	540.983	479.143
0.157	540.797	482.341
0.236	540.596	485.440
0.315	540.381	488.442
0.394	540.154	491.350
0.472	539.916	494.170
0.551	539.669	496.904
0.630	539.414	499.555
0.709	539.151	502.128
0.787	538.883	504.623
0.866	538.610	507.044
0.945	538.333	509.395
1.024	538.053	511.677
1.102	537.771	513.893
1.181	537.487	516.047
1.260	537.203	518.139
1.339	536.919	520.172
1.417	536.635	522.149
1.496	536.352	524.072
1.575	536.071	525.942
1.654	535.793	527.761
1.732	535.517	529.532
1.811	535.245	531.256
1.890	534.976	532.935
1.969	534.710	534.570



Ejemplo 2c
Fluido caliente: glicol, tubos.
Fluido frio : tolueno, coraza.
 $R_d=3.5224e-4$
Temp. inicial del fluido en la coraza: 20 C



La tabla 2A. resume los resultados obtenidos al simular el diseño actual para tres diferentes condiciones iniciales.

Los resultados de la simulación 1 corresponden a las condiciones de proceso originales. Como puede observarse, la simulación muestra que el diseño actual transfiere más calor que el especificado originalmente. En consecuencia la temperatura final del fluido frío es mas elevada (2°C mayor) que la especificada, y la temperatura final del fluido caliente es menor que la especificada.

Esta discrepancia puede asumirse a las suposiciones empleadas para evaluar la DTML; empleada para estimar el área de transferencia requerida (ec. 3a) en la parte correspondiente al diseño térmico. En cambio, la simulación no asume algunas de las suposiciones que maneja el método de difencia de temperaturas media logarítmicas. No obstante, puede considerarse que el diseño actual, empleando la DTML es adecuado para este problema en particular.

La simulación 2 muestra las temperaturas finales que se tendrían cada vez que el cambiador se encuentre totalmente limpio, es decir sin incrustaciones.

La simulación 3 es un ejemplo de la ventaja de contar con una simulación numérica (bajo ciertas restricciones) de un cambiador de calor real. El cual nos permite prever las condiciones que se presentarían en un cambiador real al modificar las condiciones de diseño o de proceso.

TABLA 2A

Condiciones iniciales	Simulación 1	Simulación 2	Simulación 3
Tubos:			
gasto másico	18.0	18.0	18.0
temperatura inicial	121.11	121.11	121.11
Coraza:			
gasto másico	15.24189	15.24189	15.24189
temperatura inicial	20.67	20.67	20.0
Factor de obstrucción	3.5224×10^{-4}	0.0	3.5224×10^{-4}
Resultados:			
Tubos:			
Temperatura final	102.1256	99.7822	100.9704
ΔP_t	0.9988	1.0157	1.0045
Coraza:			
Temperatura final	64.8273	69.2964	60.9518
ΔP_c	9.6765	9.6212	9.6938
Calor transferido:	1 103 841	1 242 606	1 160 780

EJEMPLO 3

EL problema que se plantea a continuación fue propuesto. En este caso suponemos que se ha efectuado un análisis sobre un proceso en particular y se ha decidido emplear un intercambiador de calor de tubos y coraza²⁰. Con los siguientes datos:

DATOS INICIALES:

Fluido caliente: tubos, Glicol de etileno.

$$T_{c1} = 60^{\circ}\text{C}$$

$$T_{c2} = 30^{\circ}\text{C}$$

$$W = 10 \text{ kg/s}$$

$$\Delta P_{\text{max}} = 2 \text{ lb/plg}^2 \text{ }^{\text{M}}$$

$$Rd_1 = 0.001 \text{ (h ft}^2 \cdot \text{F)} / \text{Btu} = 1.7812 \times 10^{-4} \text{ (m}^2 \text{ K)} / \text{W} \text{ }^{\text{20}}$$

Fluido frío: coraza, Agua.

$$t_{L1} = 20^{\circ}\text{C}$$

$$t_{L2} = 30^{\circ}\text{C}$$

$$w = (\text{valor a encontrar}).$$

$$\Delta P_{\text{max}} = 10 \text{ lb/plg}^2 \text{ }^{\text{M}}$$

$$Rd_1 = 0.001 \text{ (h ft}^2 \cdot \text{F)} / \text{Btu} = 1.7812 \times 10^{-4} \text{ (m}^2 \text{ K)} / \text{W} \text{ }^{\text{21}}$$

$$Rd_{\text{combinado}} = 0.002 \text{ (h ft}^2 \cdot \text{F)} / \text{Btu} = 3.5224 \times 10^{-4} \text{ (m}^2 \text{ K)} / \text{W}$$

$$U_{\text{tentativo}} = 150 \text{ Btu} / \text{(h ft}^2 \cdot \text{F)} = 852 \text{ W} / \text{(m}^2 \text{ K)} \text{ }^{\text{22}}$$

²⁰ Algunos de los factores que se deben considerar en la selección de un intercambiador son: carga térmica, área de transferencia, presión y temperatura de operación, naturaleza de los fluidos, y materiales de construcción.

²⁰ Valor obtenido de las tablas de TEMA para factores de obstrucción, considerando: agua de la ciudad o de pozo, para temperatura del medio calefactor hasta 240°F, con temperatura del agua de 125°F o menos, y velocidad del agua de 8 pps o menos.

²¹ Valor obtenido de TEMA para factores de obstrucción, considerando líquido orgánico industrial.

²² Valor de: Kern, "Procesos de transferencia de calor", Tabla 8, p.

845.

La exactitud en la estimación del valor tentativo para U, sólo influyen en una convergencia más rápida.

Q_v = (valor a calcular).
Especificaciones iniciales⁸⁸

L = 2.4 m.
 d_o = 0.019 m.
 d_i = 0.0149 m.
 r_p = 1.25 m.

Arreglo triangular.
Número de pasos de tubos a evaluar.

En las siguientes páginas se muestran los resultados, en este caso se proporcionan los resultados completos para los dos tipos de diseños seleccionados. Mostrando la simulación numérica para el último diseño.

En la tabla 3 se resumen los resultados obtenidos por el programa. El primer diseño resulta de suministrar los datos originales y el segundo, modificando los mismos.

De la tabla 3 se observa que el diámetro de la coraza se ha señalado como el valor máximo que maneja el método (el método empleado para evaluar el número de tubos en la coraza) bajo las especificaciones iniciales.

De los resultados obtenidos para el primer diseño, se observa que el fluido con menor gasto se ubica en los tubos, lo cual nos induce a cambiarlo de ubicación. Efectuando esto último, se intenta obtener el diseño correspondiente. Sin embargo, el programa nos indica que no puede encontrar un diseño inicial. En este caso el programa cuenta con la opción, entre otras, el de modificar el número de pasos de tubos inicial. Eligiendo como paso de tubos inicial cuatro pasos de tubos, se obtiene el diseño 2. El cual resulta ser muy superior al diseño 1.

⁸⁸ Estos valores se eligen tomando en cuenta los criterios señalados en SELECCION DE ELEMENTOS DE DISEÑO del Capítulo 2, de esta Tesis.

TABLA 3

Parámetros	Diseño1	Diseño2
do	0.019	0.019
di	0.0149	0.0149
N _{ptu} (inicial)	2	4
L _{max.}	2.4	2.4
Arreglo de tubos	triangular	triangular
Glicol en:	tubos	coraza
Agua en:	coraza	tubos
Resultados:		
L	2.886	2.537
N _{ptu}	8	4
D	1.524 (max.)	0.888
n _t	3218	576
A	553.89	87.22
b	0.309	0.148
h _c	2435.52	1153.15
ΔP _c	1.21	7.25
u _c	0.206	0.449
h _t	109.59	3142.64
ΔP _t	0.63	1.79
u _t	0.130	0.776
U _o	104.27	808.59
U _t	100.58	629.35
R _a	1.015	1

DATOS DEL FLUIDO QUE CIRCULA POR LA CORAZA (AGUA):

Temperatura inicial..... 20 °C
Temperatura final..... 30 °C
Gasto máxico..... 19.42914 kg/s
Caída de presión máxima permitida en la CORAZA: 10 lb/plg'

DATOS DEL FLUIDO QUE CIRCULA POR LOS TUBOS (GLICOL DE ETILENO):

Temperatura inicial..... 60 °C
Temperatura final..... 30 °C
Gasto máxico 10 kg/s
Caída de presión máxima permitida en los TUBOS: 2 lb/plg'

Factor de obstrucción o de lodos combinado: 3.5224E-04 [m²·k]/W

Longitud máx. de los tubos ... 2.4 m
Diámetro externo de los tubos : .019 m
Diámetro interno de los tubos : .0149 m
Conductividad térmica del material del tubo : 45 W/(m·k)

Relación de paso (Rp=Paso/Dt.ext) del arreglo de tubos: 1.25

Paso del arreglo : .02375 m
Diseño con arreglo triangular no rotado

--- Propiedades evaluadas a temperatura global promedio:

TUBOS (GLICOL DE ETILENO):
Temperatura..... 45 °C
Densidad 1095.325 kg/m³
Calor específico...: 2494.8 J/(kg·k)
Viscosidad dinámica: 7.839308E-03 Pa·s
Conductividad térm.: .261393 W/(m·k)
Número de Prandtl... 74.82031

CORAZA (AGUA):

Temperatura..... 25 °C
Densidad 996.9304 kg/m³
Calor específico...: 4178.441 J/(kg·k)
Viscosidad dinámica: 8.818432E-04 Pa·s
Conductividad térm.: .6065347 W/(m·k)
Número de Prandtl... 6.075052

Programa ACECAM ver -1.01

-----RESULTADOS CON DIAMETRO DE CORAZA ESTANDAR

Longitud de los tubos....: 2.885367 m
 Num. de pasos de tubos....: 8
 Diam. int. de la coraza...: 1.524 m (60 pig.)
 Num. total de tubos.....: 3216
 Area de transferencia....: 553.8874 m² Ra= 1.01484
 Espaciamiento deflectores: .309757 m
 coef. convectivo coraza...: 2435.523 W/(m².k)
 Caída de presión coraza...: 1.213871 lb/pig²
 velocidad prom. coraza...: .2064204 m/s Re= 3204.992
 Coef. convectivo tubos....: 109.545 W/(m².k)
 Caída de presión tubos...: .628392 lb/pig²
 velocidad prom. tubos....: .130247 m/s Re= 271.156
 Coef. global limpio.....: 104.269 W/(m².k)
 Coef. global sucio.....: 100.5751 W/(m².k)

Fact. de corrección de DTML: .8094793
 DTM (°C).....: 14.7364
 Calor transferido.....: 808920.1 W
 Gasto másico en la coraza..(AGUA): 19.42914 kg/s
 Gasto másico en los tubos..(GLICOL DE ETILENO): 10 kg/s

-----RESULTADOS SIN AJUSTE A DIAMETRO DE CORAZA ESTANDAR

Longitud de los tubos....: 3.026812 m
 Num. de pasos de tubos....: 8
 Diam. int. de la coraza...: 1.548785 m
 Num. total de tubos.....: 3348
 Area de transferencia....: 604.8885 m² Ra= 1.078308
 Espaciamiento deflectores: .309757 m
 coef. convectivo coraza...: 2415.425 W/(m².k)
 Caída de presión coraza...: 1.256982 lb/pig²
 velocidad prom. coraza...: .203117 m/s Re= 3153.702
 Coef. convectivo tubos....: 106.3641 W/(m².k)
 Caída de presión tubos...: .629655 lb/pig²
 velocidad prom. tubos....: .1251118 m/s Re= 260.4652
 Coef. global limpio.....: 101.348 W/(m².k)
 Coef. global sucio.....: 97.85474 W/(m².k)

Fact. de corrección de DTML: .8094793
 DTM (°C).....: 14.7364
 Calor transferido.....: 808920.1 W
 Gasto másico en la coraza..(AGUA): 19.42914 kg/s
 Gasto másico en los tubos..(GLICOL DE ETILENO): 10 kg/s

TESIS DEPT. FLUIDOS Y TERMICA FAC. DE INGENIERIA U.N.A.M.
Programa desarrollado por: Alejandro Cortes Eslava (1991)
Fecha (m-d-a): 10-07-1991 Hora: 20:57:43

Programa AECAM ver -1.01

DATOS DEL FLUIDO QUE CIRCULA POR LA CORAZA (GLICOL DE ETILENO):

Temperatura inicial.....: 60 °C
Temperatura final.....: 30 °C
Gasto másico.....: 10 kg/s
Caída de presión máxima permitida en la CORAZA: 10 lb/plg²

DATOS DEL FLUIDO QUE CIRCULA POR LOS TUBOS (AGUA):

Temperatura inicial.....: 20 °C
Temperatura final.....: 30 °C
Gasto másico: 19.42914 kg/s
Caída de presión máxima permitida en los TUBOS: 2 lb/plg²

Factor de obstrucción o de lodos combinado: 3.5224E-04 (m²·k)/W
Longitud máx. de los tubos ...: 2.4 m
Diámetro externo de los tubos : .019 m
Diámetro interno de los tubos : .0149 m
Conductividad térmica del material del tubo : 45 W/(m·k)

Relación de paso (Rp=Paso/Dt.ext) del arreglo de tubos: 1.25
Paso del arreglo : .02375 m
Diseño con arreglo triangular no rotado

**--- Propiedades evaluadas a temperatura global promedio:
TUBOS (AGUA):**

Temperatura.....: 25 °C
Densidad: 996.9304 kg/m³
Calor específico...: 4178.441 J/(kg·k)
Viscosidad dinámica: 8.818432E-04 Pa·s
Conductividad térm.: .6065347 W/(m·k)
Número de Prandtl...: 6.075052

CORAZA (GLICOL DE ETILENO):

Temperatura.....: 45 °C
Densidad: 1095.325 kg/m³
Calor específico...: 2494.8 J/(kg·k)
Viscosidad dinámica: 7.839308E-03 Pa·s
Conductividad térm.: .261393 W/(m·k)
Número de Prandtl...: 74.82031

-----RESULTADOS CON DIAMETRO DE CORAZA ESTANDAR

Longitud de los tubos....: 2.536862 m
 Num. de pasos de tubos...: 4
 Diam. int. de la coraza...: .686 m (27 plg.)
 Num. total de tubos.....: 576
 Area de transferencia....: 87.22154 m² Ra= 1
 Espaciamiento deflectores: .1480897 m
 coef. convectivo coraza...: 1153.154 W/(m².k)
 Caída de presión coraza...: 7.253014 lb/plg²
 velocidad prom. coraza...: .4493432 m/s Re= 862.272
 Coef. convectivo tubos...: 3142.638 W/(m².k)
 Caída de presión tubos...: 1.792085 lb/plg²
 velocidad prom. tubos....: .7761806 m/s Re= 13074.42
 Coef. global limpio.....: 808.599 W/(m².k)
 Coef. global sucio.....: 629.3477 W/(m².k)

Fact. de corrección de DTML: .8094793
 DTM (°C).....: 14.7364
 Calor transferido.....: 808920.1 W
 Gasto másico en la coraza..(GLICOL DE ETILENO): 10 kg/s
 Gasto másico en los tubos..(AGUA): 19.42914 kg/s

-----RESULTADOS SIN AJUSTE A DIAMETRO DE CORAZA ESTANDAR

Longitud de los tubos....: 2.270413 m
 Num. de pasos de tubos...: 4
 Diam. int. de la coraza...: .7212069 m
 Num. total de tubos.....: 668
 Area de transferencia....: 90.52858 m² Ra= 1
 Espaciamiento deflectores: .1480897 m
 coef. convectivo coraza...: 1126.407 W/(m².k)
 Caída de presión coraza...: 6.221463 lb/plg²
 velocidad prom. coraza...: .4274078 m/s Re= 820.1787
 Coef. convectivo tubos...: 2794.411 W/(m².k)
 Caída de presión tubos...: 1.274824 lb/plg²
 velocidad prom. tubos....: .6692815 m/s Re= 11273.75
 Coef. global limpio.....: 771.0383 W/(m².k)
 Coef. global sucio.....: 606.3575 W/(m².k)

Fact. de corrección de DTML: .8094793
 DTM (°C).....: 14.7364
 Calor transferido.....: 808920.1 W
 Gasto másico en la coraza..(GLICOL DE ETILENO): 10 kg/s
 Gasto másico en los tubos..(AGUA): 19.42914 kg/s

TEBIS DEPT. FLUIDOS Y TERMICA FAC. DE INGENIERIA U.N.A.M
Programa desarrollado por: Alejandro Cortés Eslava (1991)
Fecha (m-d-a): 10-07-1991 Horas 21:15:20

Programa ACECAM ver -1.01

----- RESULTADOS DE LA SIMULACION:
-- DATOS INICIALES:

Gasto másico por los tubos: 19.42914 kg/s
Gasto másico por la coraza: 10 kg/s
Temperatura inicial del fluido en los tubos ...: 20 °C
Temperatura inicial del fluido en la coraza ...: 60 °C
Longitud de un elemento.....: .1014745 m
Factor de obstrucción combinado: 3.5224E-04 (m² kg)/W

-- RESULTADOS:

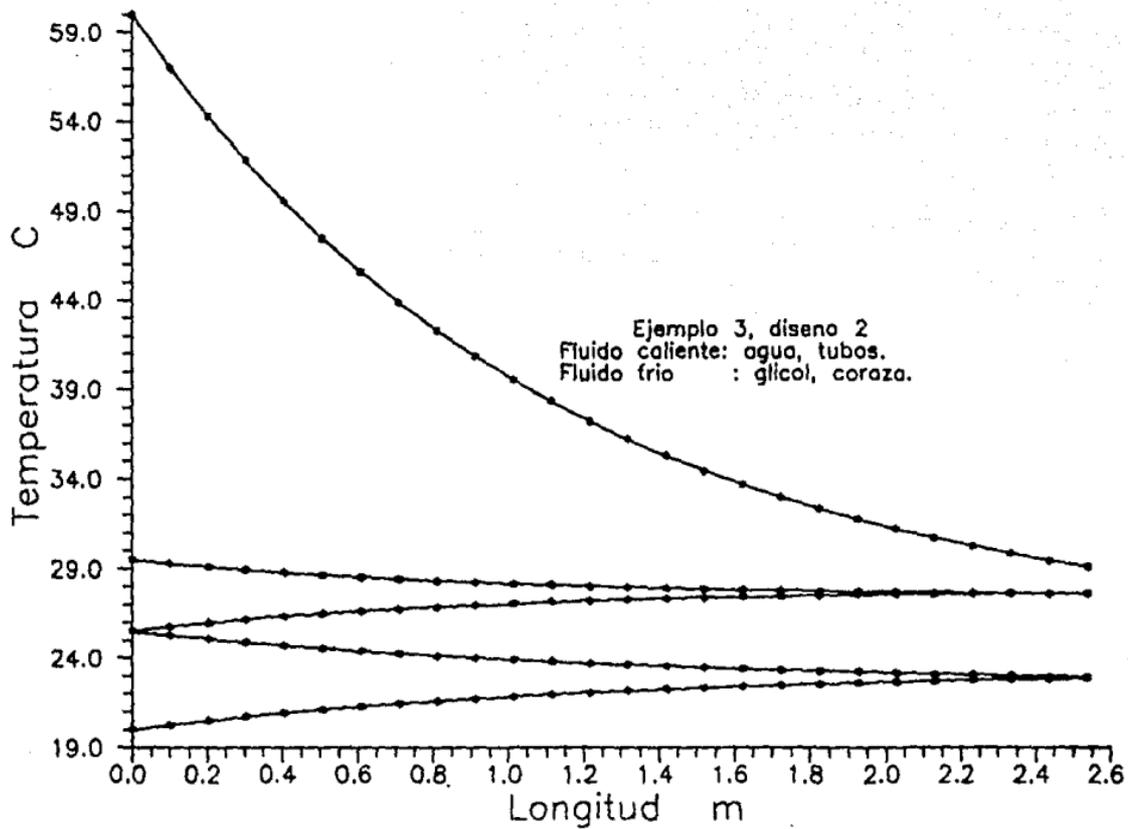
Temp. final del fluido que circula por los tubos: 29.49996 °C
Temp. final del fluido que circula por la coraza: 29.08618 °C
Calor total transferido.....: 832294.6 W
Caída de presión en la coraza...: 7.129713 lb/plg²
Caída de presión en los tubos...: 1.798433 lb/plg²

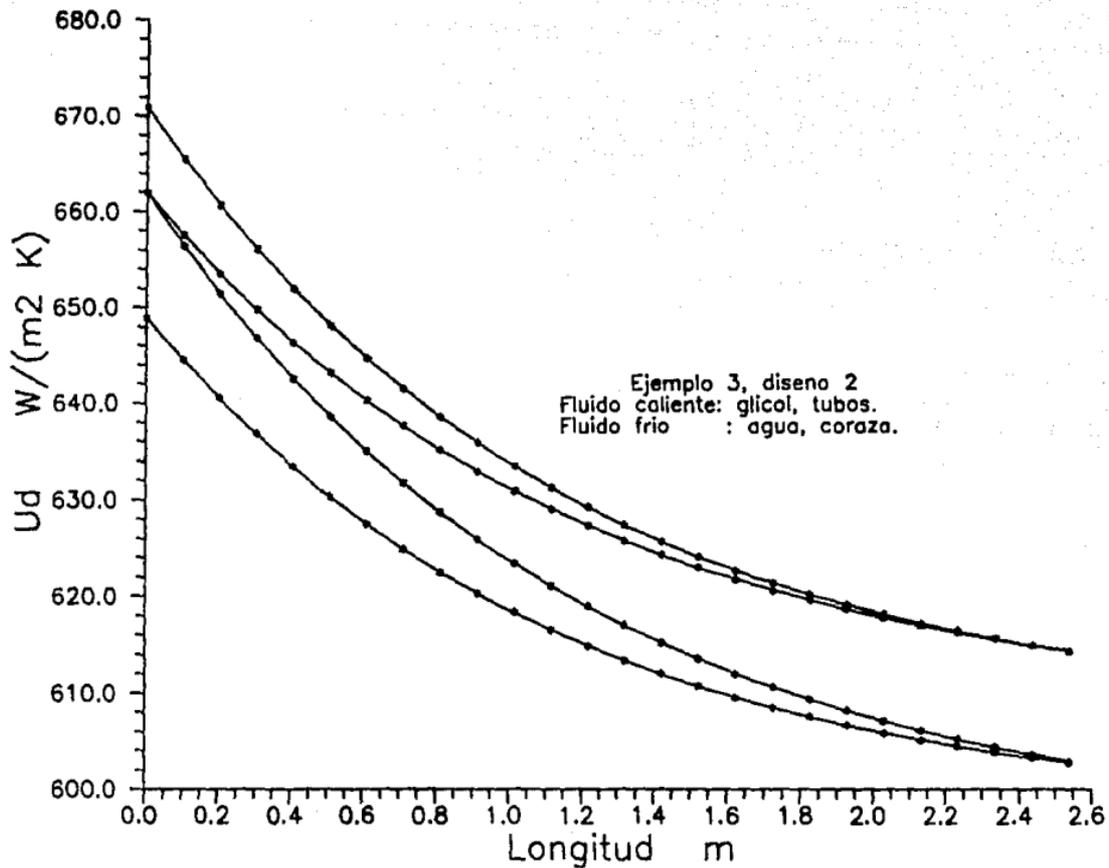
---- Perfil de temperaturas ----

0.000	20.000	25.530	25.530	29.500	60.000
0.101	20.266	25.296	25.762	29.291	57.011
0.203	20.509	25.082	25.972	29.103	54.285
0.304	20.730	24.887	26.160	28.934	51.798
0.406	20.933	24.708	26.330	28.781	49.529
0.507	21.119	24.544	26.482	28.643	47.458
0.609	21.290	24.394	26.620	28.519	45.567
0.710	21.446	24.255	26.743	28.407	43.840
0.812	21.590	24.128	26.854	28.306	42.262
0.913	21.723	24.011	26.953	28.215	40.821
1.015	21.845	23.902	27.043	28.133	39.503
1.116	21.957	23.802	27.122	28.060	38.299
1.218	22.061	23.709	27.194	27.994	37.198
1.319	22.157	23.622	27.257	27.936	36.191
1.421	22.246	23.542	27.314	27.883	35.271
1.522	22.328	23.467	27.364	27.836	34.428
1.624	22.405	23.397	27.408	27.795	33.658
1.725	22.476	23.332	27.447	27.758	32.953
1.827	22.542	23.271	27.482	27.725	32.308
1.928	22.603	23.214	27.512	27.697	31.717
2.029	22.660	23.160	27.538	27.672	31.177
2.131	22.714	23.109	27.560	27.650	30.682
2.232	22.764	23.062	27.579	27.632	30.229
2.334	22.811	23.016	27.595	27.616	29.814
2.435	22.855	22.973	27.608	27.602	29.434
2.537	22.896	22.933	27.619	27.592	29.086

---- Coeficiente U puntual ----

0.000	648.899	661.958	661.958	670.878
0.101	644.516	656.456	657.531	665.505
0.203	640.492	651.401	653.463	660.576
0.304	636.800	646.760	649.726	656.057
0.406	633.416	642.500	646.295	651.915
0.507	630.315	638.590	643.146	648.122
0.609	627.477	635.004	640.258	644.648
0.710	624.879	631.714	637.608	641.468
0.812	622.502	628.697	635.178	638.558
0.913	620.328	625.929	632.949	635.896
1.015	618.340	623.391	630.905	633.460
1.116	616.524	621.063	629.030	631.233
1.218	614.863	618.927	627.310	629.196
1.319	613.346	616.968	625.733	627.334
1.421	611.960	615.170	624.285	625.631
1.522	610.694	613.520	622.956	624.075
1.624	609.537	612.005	621.736	622.653
1.725	608.482	610.615	620.616	621.353
1.827	607.518	609.337	619.587	620.166
1.928	606.638	608.164	618.641	619.082
2.029	605.836	607.085	617.772	618.092
2.131	605.104	606.093	616.972	617.187
2.232	604.436	605.181	616.237	616.362
2.334	603.827	604.342	615.560	615.609
2.435	603.272	603.569	614.937	614.923
2.537	602.766	602.858	614.363	614.296





CONCLUSION:

El comportamiento del método y del programa asociado, se observó mediante tres ejemplos. Los resultados de los ejemplos de aplicación, que pueden observarse en las tablas, muestran que el primer diseño, denominado diseño1, comparado con los diseños originales (para los primeros dos ejemplos), existe una diferencia menor al 5%, en cuanto a áreas de transferencia.

En cuanto a los restantes diseños, se observa que todos ellos cumplen con las condiciones de proceso dentro de la caída de presión disponibles cuando se modifican las restricciones dimensionales iniciales.

CONCLUSIONES

El diseño térmico-hidráulico de cambiadores de calor involucra varios parámetros que pueden combinarse o agruparse para obtener diseños con diferentes configuraciones pero con el mismo intercambio de calor, presentándose así, varias soluciones. El planteamiento de esta combinación depende en general de la experiencia y de criterios cualitativos de cada diseñador.

En esta Tesis se presentó una forma de agrupar los parámetros geométricos; dicha agrupación fue el resultado de definir claramente los efectos térmicos e hidráulicos de los parámetros que intervienen en el diseño, así como identificar cual de ellos conviene incluir y modificar, y que valores conviene asignar en el proceso de cálculo.

Los parámetros geométricos que se eligieron para modificarse en el transcurso del proceso de cálculo, son los que a continuación se presentan, siguiendo el orden que se muestra:

- 1.-Aumentar o disminuir el diámetro de la coraza.
- 2.-Incrementar el número de pasos de tubos.
- 3.-Disminuir el espaciamiento entre mamparas.
- 4.-Disminuir la longitud de los tubos.

La anterior secuencia, estructurada en el método propuesto, proporciona diseños de cambiadores de calor de tubos y coraza del tipo 1-2n que cumplen con las condiciones de proceso y con los valores de caídas de presión disponibles, tratando de consumir las caídas de presión máximas permitidas.

El método desarrollado se basa en ecuaciones sencillas y se encuentra sujeto a un proceso iterativo de prueba y error.

En ocasiones el diseño resultante no logra consumir las caídas de presión máximas permitidas con las restricciones dimensionales especificadas inicialmente, por lo que es necesario, si se desea consumir totalmente las caídas de presión, "correr" nuevamente el programa intentando con nuevas restricciones dimensionales iniciales. En este sentido el método desarrollado no supera el carácter iterativo del diseño.

El comportamiento del método y del programa asociado, se observó mediante tres ejemplos. En los cuales, todos los diseños resultantes cumplen con las condiciones de proceso dentro de la caídas de presión disponibles cuando se modifican las restricciones dimensionales iniciales.

El método desarrollado emplea los modelos básicos que se utilizan en el diseño térmico de cambiadores de calor, tal como el cálculo de la diferencia de temperaturas real mediante el método de la DTML, o el cálculo simplificado del coeficiente convectivo y de la caída de presión en la coraza en lugar del método de corrientes de Thinker.

No obstante las limitaciones anteriores, se considera que este programa es de gran ayuda para estimar rápidamente el diseño de un cambiador de calor de tubos y coraza, o como un paso inicial para obtener un diseño más exacto.

Esto es de gran importancia en aquellas situaciones en donde se requiere una respuesta rápida, aunque aproximada, en lugar de una más exacta pero tardada. Por ejemplo, cuando se realizan varios estudios preeliminares sobre costos, distribución y requerimientos de espacio en el diseño de una Planta.

El programa desarrollado en la presente Tesis, no puede considerarse como totalmente completo, sino como un primer paso en la obtención de un programa cada vez más completo y exacto.

BIBLIOGRAFIA

- 1.-Anaya, D.A., 1989, "Análisis de los criterios de selección de los factores de incrustación o ensuciamiento en el diseño de cambiadores de calor", Revista del Instituto Mexicano del Petróleo, enero-marzo, pp. 22-52.
- 2.-Butterworth, D., y L. Cousins, 1976, "Use of Computer Programs in Heat-Exchanger Design", Chemical Engineering, julio 5, pp. 72-76.
- 3.-Fanaritis, J., J. Bevevino, 1978, "Designing Shell-and-Tube Heat Exchangers: How to Select the Optimum Shell-and-Tube Heat Exchangers", Chemical Engineering, julio 5, pp. 62-71.
- 4.-Gardner, K., y Taborek, J., 1977, "Mean Temperature Difference: A Reappraisal", AIChE Journal, noviembre (v.23 No 8).
- 5.-Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P. y Ganic, E.N. (editores), "Handbook of Heat Transfer Applications", 2a. ed., Mc Graw-hill, New York, 1985.
- 6.-Holland, F.A., Moore, R.M., Watson, F.A., y Wilkinson, J.K., "Heat Transfer", Heinemann Educational Books, Washington, 1983.
- 7.-Incropera, F.P. y De Witt, D.P., "Introduction to Heat Transfer", 2th ed., John Wiley, New York, 1990.
- 8.-Isachenko, V., Osipova, V., Sukomel, A., "Transmisión del calor", Marcombo, Barcelona, 1979.
- 9.-Karlekar, B.V. y Desmond, R.M., "Transferencia de calor", 2a. ed., Interamericana, México, 1986.
- 10.-Kern, D.Q., "Procesos de transferencia de calor", CECSA, México, 1986.
- 11.-Lord, R., P. Minton, y R. Slusser, 1970, "Design of Heat Exchangers", Chemical Engineering, enero 26, pp. 96-118.
- 12.-Mehra, D., 1983, "Shell-and-Tube Heat Exchangers", Chemical Engineering, julio 25, pp. 47-56.
- 13.-Palen, J.W., Cham, T.P., Taborek, J., 1973, "Optimization of Shell-and-Tube Heat Exchangers by case study method", AIChE SYMPOSIUM SERIES, HEAT TRANSFER-RESEARCH AND DESIGN, No. 138, v. 70, pp. 205-214.

- 14.-Phadke, P.S., 1984, "Determining tube counts for shell-and-tube exchangers", Chemical Engineering, septiembre 3, pp. 65-68.
- 15.-Rosales, M.A., Correa, A., Angulo, F. y Garces, P.A., 1973, "Simulación numérica de un intercambiador de calor con un número par de pasos en el tubo y un paso en la envolvente", Revista del Instituto Mexicano del Petróleo, enero-febrero, pp. 64-70.
- 16.-TEMA, 1978, STANDARDS OF TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION, SIXTH EDITION, Tubular Exchangers Manufacturers Association, Tarrytown, New York.
- 17.-Walker, G., "Industrial Heat Exchangers: a basic guide", Hemisphere Publishing, Washington D.C., 1982.

APENDICE A

CALCULO DEL NUMERO DE TUBOS

El número de tubos³⁴ alojados en una coraza depende de los siguientes parámetros:

- 1.-Diámetro exterior de los tubos
- 2.-El paso del tubo
- 3.-El arreglo de los tubos -arreglo triangular o cuadrado, cuadrado rotado o triangular rotado.
- 4.-El claro mínimo entre el arreglo de tubos y el diámetro interno de la coraza.
- 5.-El número de pasos de tubos.

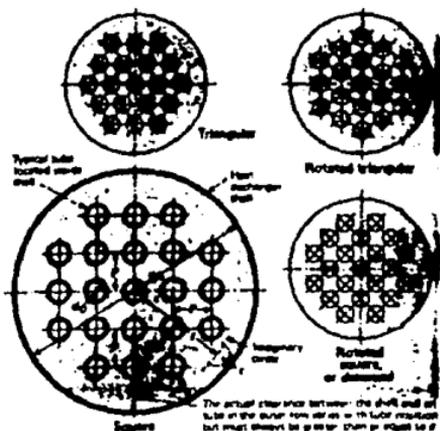
Se debe tener presente las siguientes suposiciones de este método:

La placa que divide a los pasos se localiza en el lugar que ocuparía normalmente un renglon de tubos, y únicamente se vería afectado un renglon de tubos o a lo más dos renglones.

El espesor de la placa divisora es menor al 70% del diámetro exterior del tubo.

La distancia entre el centro de la placa y el centro del siguiente renglon de tubos más próximo es igual al paso de los tubos.

FIG. A1 Los tubos pueden distribuirse en el interior de la coraza en una de las cuatro configuraciones que se muestran en la figura.



³⁴ Reproducción de la referencia 14.

PROCEDIMIENTO DE CALCULO

Parámetros básicos:

Evaluar las siguientes relaciones adimensionales:

$$r = \frac{0.5 (D_s - d_o) - c}{P} \quad (1)$$

$$s = r^2 \quad (2)$$

Determinar el valor de Nr y de Ns, a partir del entero igual o menor que r y s respectivamente:

$$Nr = \text{parte entera de } r$$

$$Ns = \text{parte entera de } s$$

Encontrar el valor de Ci. Localizando, en la columna Ns de la tabla apropiada, el valor calculado de Ns o emplear el valor más pequeño siguiente de esta columna. El valor de Ci es el número de tubos para un arreglo de un sólo paso de tubos.

NÚMERO DE TUBOS PARA ARREGLOS TRIANGULARES

Número de tubos para un arreglo triangular de 2 o 4 pasos de tubos.

Calcular:

$$w = \frac{2r}{\sqrt{3}} \quad (3)$$

Entonces obtener el entero correspondiente Nw así como Cx y Cy mediante las siguientes ecuaciones:

$$Cx = 2Nr + 1 \quad (4)$$

$$\text{Si } Nw \text{ es par: } Cy = 3Nw \quad (5a)$$

$$\text{Si } Nw \text{ es impar: } Cy = 3Nw + 1 \quad (5b)$$

Número de tubos para 2 pasos de tubos:

$$Cz = Cx - Cx \quad (6)$$

Número de tubos para 4 pasos de tubos:

$$Cz = Cx - Cy - 1 \quad (7)$$

Número de tubos para un arreglo triangular rotado de 2 o 4 pasos de tubos.

Número de tubos para 2 pasos de tubos:

$$Cz = Cx - Cx$$

Número de tubos para 4 pasos de tubos:

$$C_4 = C_1 - C_x - C_y \quad (8)$$

Número de tubos para un arreglo triangular de 6 u 8 pasos de tubos.

Para arreglo triangular, calcular:

$$u = \frac{2 \sigma r}{\sqrt{3}} + 0.5 \quad (9)$$

$$\sigma = 0.265 \quad \text{para arreglos de 6 pasos de tubos.}$$

$$\sigma = 0.404 \quad \text{para arreglos de 8 pasos de tubos.}$$

y el correspondiente valor de Nu, entonces calcular:

$$u = \frac{\sqrt{3} Nu}{2} \quad (10)$$

$$\text{Si Nu es par:} \quad z = \sqrt{s - u^2} \quad (11a)$$

$$\text{Si Nu es impar:} \quad z = \sqrt{s - u^2} - 0.5 \quad (11b)$$

y el correspondiente entero Nz.

Número de tubos para 6 pasos de tubos:

$$C_6 = C_1 - C_y - 4 Nz - 1 \quad (12)$$

Número de tubos para 8 pasos de tubos:

$$C_8 = C_4 - 4 Nz \quad (13)$$

Para arreglo triangular rotado, calcular:

$$u = 2 \sigma r \quad (14)$$

$$\sigma = 0.265 \quad \text{para arreglos de 6 pasos de tubos.}$$

$$\sigma = 0.404 \quad \text{para arreglos de 8 pasos de tubos.}$$

Calcular Nu y entonces:

$$u_1 = 0.5 Nu \quad (15)$$

$$z = \sqrt{s - u_1^2} \quad (16)$$

$$u_1 = \frac{2 z}{\sqrt{3}} \quad (17)$$

$$u_2 = 0.5(Nu + 1) \quad (18)$$

$$z^M = \sqrt{s - u_2^2} \quad (19)$$

$$u_2 = \frac{2 z^M}{\sqrt{3}} \quad (20)$$

$$\text{Si Nu es impar:} \quad z_1 = 0.5(u_1 + 1) \quad (21a)$$

$$\text{Si Nu es par:} \quad z_1 = 0.5 u_1 \quad (21b)$$

$$\text{Si Nu es impar:} \quad z_2 = 0.5 u_2 \quad (22a)$$

$$\text{Si Nu es par:} \quad z_2 = 0.5(u_2 + 1) \quad (22b)$$

y los enteros Nz₁ y Nz₂, de la manera usual.

Número de tubos para 6 pasos de tubos:

$$C_6 = C_1 - C_x - 4(Nz_1 + Nz_2) \quad (23)$$

Número de tubos para 8 pasos de tubos:

$$C_8 = C_4 - 4(Nz_1 + Nz_2) \quad (24)$$

NUMERO DE TUBOS PARA ARREGLOS CUADRADOS

Número de tubos para un arreglo cuadrado de 2 o 4 pasos de tubos.
 Para arreglo cuadrado, calcular C_x , usando la ecuación (4), y entonces encontrar:

$$C_y = C_x - 1 \quad (25)$$

Emplear las ecuaciones (6) o (8) para determinar C_2 o C_4 , respectivamente.

Para arreglo cuadrado rotado, calcular:

$$w = \frac{r}{\sqrt{2}} \quad (26)$$

y encontrar el entero N_w . Entonces calcular:

$$C_x = 2 N_w + 1 \quad (27)$$

y C_y de la ecuación (25)

Empleando las ecuaciones (6) o (8) para determinar C_2 o C_4 , respectivamente.

Número de tubos para un arreglo cuadrado de 6 o 8 pasos de tubos.

Para arreglo cuadrado, calcular:

$$u = e r + 0.5 \quad (28)$$

$e = 0.265$ para arreglos de 6 pasos de tubos.

$e = 0.404$ para arreglos de 8 pasos de tubos.

y N_u , así como:

$$z = \sqrt{s - N_u} \quad (29)$$

y N_z .

Emplear las ecuaciones (12) o (13) para encontrar C_6 o C_8 , respectivamente.

Para arreglo cuadrado rotado, calcular:

$$u = \sqrt{2} e r \quad (30)$$

$e = 0.265$ para arreglos de 6 pasos de tubos.

$e = 0.404$ para arreglos de 8 pasos de tubos.

y N_u , en la manera usual. Encontrar:

$$u_1 = \frac{Nu}{\sqrt{2}} \quad (31)$$

y z, mediante la ecuación (18). Entonces calcular:

$$w_1 = \sqrt{2} z \quad (32)$$

$$u_2 = \frac{(Nu+1)}{\sqrt{2}} \quad (33)$$

y z^M, mediante la ecuación (19), y:

$$w_2 = \sqrt{2} z^M \quad (34)$$

Si Nu es impar, emplear la ec. (21a) y la (22a) para calcular z₁ y z₂; si Nu es par, usar la ec. (21b) y la (22b). Entonces encontrar los enteros Nz₁ y Nz₂, de la manera usual.

Para determinar el número de tubos C_s o C_e, emplear la ec. (23) o la (24), respectivamente.

NOMENCLATURA

- c Mínimo claro entre el haz de tubos y el diámetro interior de la coraza en plg. o en mm.
- C₁ Número de tubos para un sólo paso de tubos en la coraza.
- C₂ Número de tubos para 2 pasos de tubos.
- C₄ Número de tubos para 4 pasos de tubos.
- C₆ Número de tubos para 6 pasos de tubos.
- C₈ Número de tubos para 8 pasos de tubos.
- C_x Número de tubos a lo largo del eje horizontal.
- C_y Número de tubos a lo largo del eje vertical.
- d_o Diámetro exterior del tubo en plg. o en mm.
- d_i Diámetro interior de la coraza en plg. o en mm.
- N_r Entero igual o menor que r.
- N_s Entero igual o menor que s.
- P Paso del arreglo de tubos en plg. o en mm.
- r Distancia radial a la cual el centro del tubo más lejano puede ser localizado a partir del centro de la coraza, con el fin de mantener el mínimo claro.
- u, u₁, u₂, v, w, w₁, w₂, z, z^M, z₁ y z₂ son variables adimensionales falsas.

Las relación entre v y Nu, w y Nw, z y Nz, z₁ y Nz₁, z₂ y Nz₂ es la misma que la empleada entre r y N_r, y s y N_s.

Número de tubos para arreglo triangular

TABLA I

Ns	Cl	Ns	Cl	Ns	Cl	Ns	Cl	Ns	Cl
0	1	169	613	364	1333	577	2095	787	2869
1	7	171	625	367	1345	579	2107	793	2893
3	13	172	637	372	1357	588	2125	796	2905
4	19	175	649	373	1369	589	2149	804	2917
7	31	181	661	379	1381	592	2161	811	2929
9	37	183	673	381	1393	597	2173	813	2941
12	43	189	685	387	1405	601	2185	817	2965
13	55	192	691	388	1417	603	2197	819	2989
16	61	193	703	397	1429	604	2209	823	3001
19	73	195	721	399	1453	607	2221	829	3013
21	85	199	733	400	1459	613	2233	831	3025
25	91	201	745	403	1483	619	2245	832	3037
27	97	208	757	409	1495	624	2257	837	3049
28	109	211	769	412	1507	625	2263	841	3055
31	121	217	793	417	1519	628	2275	844	3067
36	127	219	805	421	1531	631	2287	847	3079
37	139	223	817	427	1555	633	2299	849	3091
39	151	225	823	432	1561	637	2335	853	3103
43	163	228	835	433	1573	643	2347	859	3115
48	169	229	847	436	1585	651	2371	867	3121
49	187	237	859	439	1597	652	2383	868	3145
52	199	241	871	441	1615	657	2395	871	3169
57	211	243	877	444	1627	661	2407	873	3181
61	223	244	889	448	1639	669	2419	876	3193
63	235	247	913	453	1651	673	2431	877	3205
64	241	252	925	457	1663	675	2437	893	3217
67	253	256	931	463	1675	676	2459	899	3241
73	265	259	955	468	1687	679	2479	892	3253
75	271	259	967	469	1711	684	2491	900	3259
76	283	271	979	471	1723	687	2503	903	3283
79	295	273	1003	475	1735	688	2515	907	3295
81	301	277	1015	481	1759	691	2527	912	3307
84	313	279	1027	484	1765	700	2539	916	3319
91	337	283	1039	487	1777	703	2563	919	3331
93	349	289	1045	489	1789	709	2575	921	3343
97	361	291	1057	496	1801	711	2587	925	3355
100	367	292	1069	499	1813	721	2611	927	3367
103	379	300	1075	507	1831	723	2623	931	3403
108	385	301	1099	508	1843	724	2635	937	3415
109	397	304	1111	511	1867	727	2647	939	3427
111	409	307	1123	513	1879	729	2653	948	3439
112	421	309	1135	516	1891	732	2665	949	3463
117	433	313	1147	523	1903	733	2677	961	3481
121	439	316	1159	525	1915	739	2689	964	3493
124	451	324	1165	529	1921	741	2713	967	3505
127	463	325	1177	532	1945	751	2725	972	3511
129	475	327	1189	541	1957	756	2737	973	3535
133	499	331	1201	543	1969	757	2749	975	3547
139	511	333	1213	547	1981	763	2773	976	3559
144	517	336	1225	549	1993	768	2779	981	3571
147	535	337	1237	553	2017	769	2791	988	3595
148	547	343	1261	556	2029	772	2803	991	3607
151	559	349	1273	559	2053	775	2815	993	3619

Número de tubos para arreglo triangular (continuación) TABLA I

Ns	C1	Ns	C1	Ns	C1	Ns	C1	Ns	C1
156	571	351	1285	567	2065	777	2839	997	3631
157	583	361	1303	571	2077	784	2857	999	3643
163	565	363	1308	576	2083				

Número de tubos para arreglo cuadrado

TABLA II

Ns	C1	Ns	C1	Ns	C1	Ns	C1	Ns	C1
0	1	164	517	365	1153	578	1813	794	2501
1	5	169	529	369	1161	580	1829	797	2509
2	9	170	548	370	1177	584	1837	800	2521
4	13	173	553	373	1185	585	1853	801	2529
5	21	178	561	377	1201	586	1861	802	2537
8	25	180	569	386	1209	592	1869	808	2545
9	29	181	577	388	1217	593	1877	809	2553
10	37	185	593	389	1225	596	1885	810	2561
13	45	193	601	392	1229	601	1893	818	2569
16	49	194	609	394	1237	605	1901	820	2585
17	57	196	613	397	1245	610	1917	821	2593
18	61	197	621	400	1257	612	1925	829	2601
20	69	200	633	401	1265	613	1933	832	2609
25	81	202	641	404	1273	617	1941	833	2617
26	89	205	657	405	1281	625	1961	841	2629
29	97	208	665	409	1289	625	1969	842	2637
32	101	212	673	410	1305	628	1977	845	2661
34	109	218	661	415	1313	629	1993	848	2669
36	113	221	697	421	1321	634	2001	850	2693
37	121	225	709	424	1329	637	2009	853	2701
40	129	225	717	425	1353	640	2017	857	2709
41	137	229	725	433	1361	641	2025	863	2725
45	145	232	733	436	1369	648	2029	866	2733
46	149	233	741	441	1373	650	2053	872	2741
50	161	234	749	442	1389	653	2061	873	2749
52	169	241	757	445	1405	656	2069	877	2757
53	177	242	761	449	1413	657	2077	881	2765
58	185	244	769	450	1425	661	2085	882	2769
61	193	245	777	452	1433	666	2093	884	2785
64	197	250	793	457	1441	673	2101	890	2801
65	213	256	797	458	1449	674	2109	898	2809
68	221	257	805	461	1457	676	2121	900	2812
72	225	260	821	464	1465	677	2129	901	2837
73	233	261	829	466	1473	680	2145	904	2845
74	241	265	845	468	1481	685	2161	905	2861
80	249	269	853	477	1489	689	2177	909	2869
81	253	272	861	481	1505	692	2185	914	2877
82	261	274	869	482	1513	697	2201	916	2885
85	277	277	877	484	1517	698	2209	922	2893
89	285	281	885	485	1533	701	2217	925	2917

Número de tubos para arreglo cuadrado (continuación) TABLA II

Ns	C1	Ns	C1	Ns	C1	Ns	C1	Ns	C1
90	293	288	889	488	1541	706	2225	928	2925
97	301	289	901	490	1549	709	2243	929	2933
98	305	290	917	493	1565	712	2241	932	2941
100	317	292	925	500	1581	720	2249	938	2949
101	325	293	933	505	1597	722	2253	937	2957
104	333	296	941	509	1605	724	2261	941	2985
106	341	298	949	512	1609	725	2265	949	2981
109	349	305	965	514	1617	729	2289	953	2989
113	357	308	973	520	1633	730	2305	954	2997
118	365	313	981	521	1641	733	2313	961	3001
117	373	314	989	522	1649	738	2321	962	3017
121	377	317	997	529	1653	740	2337	964	3025
122	385	230	1005	530	1689	745	2353	965	3041
125	401	324	1009	533	1685	748	2361	968	3049
128	405	325	1033	538	1693	754	2377	970	3061
130	421	328	1041	541	1701	757	2385	976	3089
136	429	333	1049	544	1709	761	2393	977	3077
137	437	337	1057	545	1725	765	2409	980	3085
144	441	338	1069	548	1733	769	2417	981	3093
145	457	340	1085	549	1741	772	2425	985	3109
146	465	348	1093	554	1749	773	2433	986	3125
148	473	349	1101	557	1757	778	2441	997	3133
149	481	353	1109	562	1765	778	2449	1000	3149
153	489	358	1117	565	1781	784	2453		
157	497	360	1125	569	1789	785	2469		
160	505	361	1129	576	1793	788	2477		
162	509	362	1137	577	1601	793	2493		

APENDICE B

SIMULACION NUMERICA DEL CAMBIADOR DE CALOR²⁵

En el problema que se analiza, se supone que el número de pasos de tubos L es par, por lo que se manejan $L+1$ ecuaciones diferenciales ordinarias que describen la variación de temperatura en cada uno de los pasos y en la coraza.

Las hipótesis físicas en las cuales se basa el análisis del problema son:

- 1.-Condiciones estacionarias de la temperatura y del flujo de los fluidos.
- 2.-No hay cambio de fase en los fluidos.
- 3.-La temperatura es constante en la sección transversal del flujo.
- 4.-En todos los pasos de tubos, el área de transferencia de calor es la misma.
- 5.-Las pérdidas de calor, hacia el exterior del intercambiador, son despreciables.
- 6.-El calor específico de cada fluido es función de su temperatura²⁶.
- 7.-El coeficiente global de Transferencia de calor U se evalúa a partir de los coeficiente convectivos individuales locales de cada flujo²⁷.

ECUACIONES BASICAS

El método se aplica al cambiador de calor mostrado en la figura A1. La distribución de las boquillas, que se muestran en la figura, es una de las dos que contempla la norma TEMA para una coraza del tipo E.

²⁵ Reproducción de la referencia 15

²⁶ En el trabajo original, el calor específico de cada fluido es una función lineal de su temperatura.

²⁷ En el trabajo original, el coeficiente global es una función lineal de la diferencia de temperaturas de los fluidos, en el tubo y en la coraza: $U=A+BC\Delta T$, en donde A y B son constantes propuestas.

En el trabajo original, se indica que estas dos hipótesis pueden ser modificadas sin alterar el método.

A partir de la figura A2, en un elemento de longitud dx las expresiones para la transferencia de calor, entre cada uno de los pasos y la envolvente, serán:

$$\text{Paso(1): } W_L C_p^{(1)} dT^{(1)} = SU^{(1)}(T_e - T^{(1)})dx$$

$$\text{Paso(2): } -W_L C_p^{(2)} dT^{(2)} = SU^{(2)}(T_e - T^{(2)})dx$$

.

.

.

$$\text{Paso(L-1): } W_L C_p^{(L-1)} dT^{(L-1)} = SU^{(L-1)}(T_e - T^{(L-1)})dx$$

$$\text{Paso(L): } -W_L C_p^{(L)} dT^{(L)} = SU^{(L)}(T_e - T^{(L)})dx \quad (1)$$

Envolvente:

$$-W_e C_{p_e} dT_e = S \sum_{i=1}^L U^{(i)}(T_e - T^{(i)})dx$$

y definiendo las funciones:

$$E = \frac{1}{W_e C_{p_e}} \quad (2a)$$

$$F^{(i)} = \frac{1}{W_L C_p^{(i)}} \quad (2b)$$

en donde $E = E(T_e)$ y $F^{(i)} = F^{(i)}(T_L^{(i)})$.

El sistema de ecuaciones (1) puede escribirse en la forma:

$$\frac{dT^{(1)}}{dx} = SF^{(1)}U^{(1)}(T_e - T^{(1)})$$

$$\frac{dT^{(2)}}{dx} = SF^{(2)}U^{(2)}(T_e - T^{(2)})$$

$$\frac{dT^{(L-1)}}{dx} = SF^{(L-1)}U^{(L-1)}(T_e - T^{(L-1)})$$

$$\frac{dT^{(L)}}{dx} = SF^{(L)}U^{(L)}(T_e - T^{(L)})$$

$$\frac{dT_e}{dx} = SE \sum_{i=1}^L U^{(i)}(T_e - T^{(i)})$$

Estas ecuaciones se representan, en forma matricial como:

$$\frac{dT}{dx} = AT \quad (3)$$

en donde T es un vector columna de dimensión $N(L+1)$ y A es una matriz cuadrada de dimensión $N \times N$. Esto es:

$$T = \begin{bmatrix} T^{(1)} \\ T^{(2)} \\ \vdots \\ T^{(L-1)} \\ T^{(L)} \\ T_{\theta} \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$A = \begin{bmatrix} -SF^{(1)}U^{(1)} & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & SF^{(1)}U^{(1)} \\ 0 & SF^{(2)}U^{(2)} & 0 & \dots & 0 & 0 & SF^{(2)}U^{(2)} \\ 0 & 0 & -SF^{(3)}U^{(3)} & \dots & 0 & 0 & SF^{(3)}U^{(3)} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -SF^{(L-1)}U^{(L-1)} & 0 & SF^{(L-1)}U^{(L-1)} \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & SF^{(L)}U^{(L)} & -SF^{(L)}U^{(L)} \\ SEU^{(1)} & SEU^{(2)} & SEU^{(3)} & \dots & SEU^{(L-1)} & SEU^{(L)} & -SE \sum_{i=1}^L U^{(i)} \end{bmatrix} \quad (5)$$

El sistema de ecuaciones representado por la ec. (3) es el sistema por resolver.

METODO NUMERICO DE INTEGRACION

Si se denota por T_k el vector de temperaturas evaluado en el k-ésimo intervalo de integración; esto es, el valor de las temperaturas a una distancia

$$x = KH$$

el método de Euler para la integración del sistema de ecuaciones (3) da un valor :

$$T_{k+1} = T_k + \Delta T_k \quad (7)$$

para las temperaturas en el (k+1)-ésimo intervalo. El método usado a

continuación es el de Runge-Kutta de segundo orden que establece el valor de T_{k+1} como:

$$T_{k+1} = T_k + 1/2 H (ACT_k) T_k + ACT_{k+1} T_{k+1} \quad (8)$$

en donde T_{k+1} es el valor de la temperatura obtenido con el método de Euler, Ec.(7).

Como la temperatura a lo largo del tubo debe ser continua se requiere que en el punto $X=0$, se satisfagan las condiciones iniciales (siendo $TT1$ y $TE1$ las temperaturas iniciales de los fluidos en el tubo y en la coraza, ambas conocidas):

$$\begin{aligned} TO(1) &= TT1 \\ TO(2) &= TO(3) \\ &\vdots \\ TO(L-2) &= TO(L-1) \\ TO(L) &= TT2 \\ TO(N) &= TE1 \end{aligned}$$

en donde $N=L+1$ y la notación es la empleada dentro del programa, siendo TO un vector que contiene los valores de las temperaturas en el punto inicial. Este conjunto de condiciones iniciales ($L/2+2$ en total) incluyen las temperaturas $TO(2)$, $TO(3)$,... hasta $TO(L-1)$ que no son conocidas y que deben ser propuestas. La forma de proponer las temperaturas requeridas en (9) es el siguiente:

$$TO(J) = TO(1) + J(TO(N) - TO(1)) / 2L \quad (10)$$

al aplicar la ec.(10) para cada J par, y luego definir por medio de (9) las temperaturas iniciales restantes, se asegura la continuidad en este punto. La forma de proponer las temperaturas iniciales es totalmente arbitraria y por lo general no es adecuada, teniéndose que modificar para las siguientes iteraciones.

En el punto $X=DP$ (extremo final del cambiador), es necesario también asegurar la continuidad de la temperatura en el tubo, por lo tanto se requiere que la solución del sistema de ecuaciones (3) satisfaga las condiciones:

$$\begin{aligned} T(1) &= T(2) \\ T(3) &= T(4) \\ &\vdots \\ T(L-1) &= T(L) \\ T(N) &= TE2 \end{aligned} \quad (11)$$

Para verificar que se cumplan estas condiciones se comparan $T(J)$ y $T(J-1)$ para cada J par, si se tiene que $|T(J)-T(J-1)| \leq \epsilon$ para toda J , en donde $\epsilon=0.1^0$, se considera que las temperaturas iniciales propuestas son correctas y el programa termina.

Si al menos para un valor de J se tiene que $|T(J)-T(J-1)| > \epsilon$, se corrigen las temperaturas iniciales y se procede a integrar nuevamente las ecs.(3). Para la corrección de las temperaturas iniciales, se define:

$$DITF(J) = T(J) - T(J-1)$$

y se supone que un cambio de valor $DITF(J)$ en $X = DP$ corresponde aproximadamente al cambio de valor en las temperaturas iniciales, necesario para satisfacer la continuidad al final de la integración; de tal forma que las nuevas temperaturas iniciales serán:

$$\begin{aligned} TO(2) &= TO(2) - 0.7(DITF(2)) \\ TO(4) &= TO(4) - 0.7(DITF(2) + DITF(4)) \\ TO(J) &= TO(J) - 0.7 \sum_{\substack{M=2 \\ M \text{ PAR}}}^J DITF(M) \end{aligned} \quad (12)$$

Aplicándose nuevamente las condiciones (6) para integrar las ecs.(3) con las temperaturas iniciales (12), repitiéndose todo el proceso hasta alcanzar la continuidad de la temperatura a lo largo de todo el tubo.

La temperatura de salida del fluido en el tubo está representado por el valor de $TO(L)$, y la temperatura de salida del fluido en la envolvente por $T(N)$.

El número de iteraciones depende del número de pasos y aumenta así el tiempo de operación del programa. Se uso el método de integración de Runge-Kutta de segundo orden porque se señala que es el que mejor satisface los requisitos de exactitud y de economía de máquina.

NOTACION

- C_p Calor específico del fluido en la coraza.
 C_p^i Calor específico del fluido en el i -ésimo paso del tubo

DP	Longitud de cada paso.
S	Superficie de transferencia de calor por paso y por unidad de longitud de cada paso.
$T_e, TC(N)$	Temperatura del fluido en la coraza.
$T_{e1}, TE1$	Temperatura de entrada del fluido en la coraza.
$T_{e2}, TE2$	Temperatura de salida del fluido en la coraza.
$T^i, TC(i)$	Temperatura del fluido en el i-ésimo paso del tubo.
$T_{t1}, TI1$	Temperatura de entrada del fluido en el tubo.
$T_{t2}, TI2$	Temperatura de salida del fluido en el tubo.
U^i	Coefficiente global de transferencia de calor en el i-ésimo paso del tubo.
W_o, WE	Gasto másico del fluido en la coraza.
W_t, WT	Gasto másico del fluido en el tubo.
X	Variable que denota la longitud de un paso a partir del origen.
H	Longitud de cada intervalo de integración.



Fig. A1