INDICE

Página

1. FUNDAMENTOS DE TRANSMISION DE CALOR 3

1.1. Mecanismos de transmisión de calor 3

1.1.1. Transmisión de calor por conducción 3
1.1.2. Transmisión de calor por convección 4
1.1.3. Transmisión de calor por radiación 5

1.2. Combinación de resistencias de transmisión de calor 8

1.2.1. Coeficiente global de transmisión de calor U 8
1.2.2. Factores de ensuciamiento 11

1.3. Introducción a los cambiadores de calor 12

1.3.1. Temperatura media logarítmica 14
1.3.2. Factor de corrección F 16

1.4. Transmisión de calor por condensación y ebullición 19

1.4.1. Fenómenos de transmisión de calor por condensación 19
1.4.2. Fenómenos de transmisión de calor por ebullición 20

2. ASPECTOS MECANICOS DEL CAMBIADOR 23

2.1. Diferentes tipos de cambiador 23

2.1.1. Doble tubo 23
2.1.2. Multitubo 23
2.1.3. Placas 23
2.1.4. Espiral 24
2.1.5. Carcasa y tubos 24

2.2. Descripción mecánica del cambiador de carcasa y tubos 25

Tabla 2.2.1. Nomenclatura de las partes de un cambiador 25
2.2.1. Tubos para cambiadores 26
2.2.2. Placas deflectoras 26
2.2.3. Carcasa 26
2.2.4. Distribuidor y cabezal 27

2.3. Elección del tipo de cambiador 28

2.3.1. Elección del fluido por lado tubo o carcasa 28
2.3.2. Facilidad de limpieza 28
2.3.3. Dilatación térmica 28
2.3.4. Precio 28
2.3.5. Ejemplos típicos 29

3. GEOMETRIA DEL CAMBIADOR 37

3.1. Dominio de aplicación del tema 37

3.2. Recomendaciones mecánicas del tema 37

3.3. Recomendaciones para diseño del tema 38

3.3.1. Condiciones de diseño y pruebas (Sección 5. RCB 1 .3) 38
3.3.2. Sobreespesor de corrosión 39
3.3.3. Limitación en el uso de la fundición (CI) 39
3.3.4. Número de paso lado tubos 39

3.3.5. Tubos 39
3.3.6. Disposición de tubos 40
3.3.7. Paso (pitch) 40

3.4. Recomendaciones para diseño del tema lado carcasa 41

3.4.1. Diámetros y espesores de carcasas 41
3.4.2. Placas deflectoras (Baffles) 41
3.4.3. Chapa de choque (Impingment Plates) 43
3.4.4. Otras Pantallas 43
3.4.5. Conexiones 44

4. VIBRACIONES 46

4.1.1. Efectos que Provocan las vibraciones 46
4.1.2. Zonas de riesgo 46
4.1.3. Variables más importantes en los Problemas de vibración 47
4.1.4. Frecuencia natural de vibración de los tubos 47
4.1.5. Frecuencia acústica lado carcasa 50
4.1.6. Velocidades en el lado carcasa en el análisis de vibraciones 51
4.1.7. Mecanismos que inducen la vibración 52
4.1.8. Amplitud de vibración 55
4.1.9. Vibración acústica 56
4.1.10. Análisis e interpretación de los datos de HTRI sobre vibración 57
4.1.11. Posibles cambios para reducir problemas de vibración 61

5. DISEÑO DE CAMBIADORES 72

5.1. Número de carcasas 72

5.1.1. Cruce de temperaturas 72
5.1.2. Carcasas grandes 72

5.2. Estimación rápida de un cambiador 73

5.3. Cálculo manual de un cambiador 74

5.4. Cálculo rápido de un cambiador, ejemplo: 78

5.5. Cálculo manual de un cambiador ejemplo 79

6. MANEJO DEL XIST 84

6.1. Ambito de aplicación 84

6.2. Modos de cálculo 84

6.3. Casos especiales 86

6.4. Datos de entrada 87

6.4.1. Datos de Geometría 88
6.4.2. Reboilers 90
6.4.3. Tubuladuras 91
6.4.4. Propiedades. 92
6.4.5. Datos de proceso 94
6.4.6. Resultados. 95
6.4.7. Gráficas 97
6.4.8. Dibujos 98

7. REHERVIDORES 99

1. FUNDAMENTOS DE TRANSMISION DE CALOR

La transmisión de calor es la ciencia que trata de predecir el intercambio de energía que puede tener lugar entre los cuerpos, como resultado de una diferencia de temperatura.

La termodinámica enseña que esta transferencia de energía se define como calor. La ciencia de la transmisión de calor pretende no sólo explicar cómo la energía térmica puede ser transferida, sino también predecir la velocidad con la que, bajo ciertas condiciones específicas, tendrá lugar esa transferencia.

La termodinámica trata sistemas en equilibrio; puede usarse para predecir la cantidad de energía requerida para llevar un sistema desde un estado de equilibrio a otro; no puede usarse, en cambio para predecir la velocidad con la que será el cambio, ya que el sistema no está en equilibrio durante el proceso.

La transmisión de calor complementa los principios primero y segundo de la termodinámica, al proporcionar leyes experimentales adicionales que se usan para establecer la velocidad de la transferencia de energía.

1.1. Mecanismos de transmisión de calor

En general, el calor se transfiere por tres mecanismos distintos:

- por conducción, o transferencia de la energía desde la materia a la materia adyacente por contacto directo, sin que exista mezcla o flujo de cualquier material.

- por convección o transferencia de la energía por el mezclado íntimo de elementos de materia. En la convección natural es la diferencia de densidad del fluido caliente y del frío la que produce el mezclado. En la convección forzada un agitador mecánico o una diferencia de presión externamente impuesta (por un ventilador o un compresor) es lo que produce el mezclado.

- por radiación, tal como las ondas de la luz, infrarrojas, ultravioleta y radio, que emanan desde un cuerpo caliente y se absorben por otro frío.

A continuación, pues, se resumen brevemente los fundamentos de estos tres mecanismos de transmisión de calor.

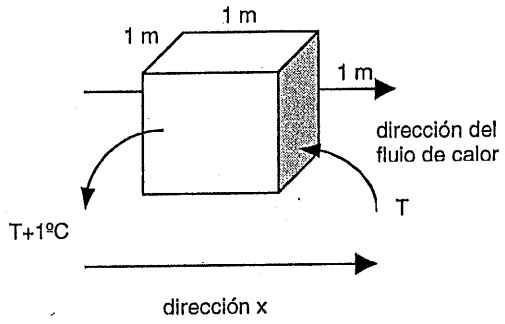
1.1.1. Transmisión de calor por conducción

La conducción se refiere a la transmisión de calor desde la parte más caliente a la más fría de un cuerpo por contacto molecular directo, no por movimientos de masas de material caliente a la región fría. En estado estacionario el caudal de transmisión de calor depende de la naturaleza del material y de las diferencias de temperatura, y se expresa por la ley de Fourier como:

$$q_x = -kA\frac{dT}{dx} \qquad (1.1.1)$$

Donde q_x es el caudal de transmisión de calor en la dirección x, (W); A es el área normal a la dirección del flujo de calor (m2) ; dT/dx es el gradiente de temperatura en la dirección x (K/m); y ,k(W/m K), es la conductividad térmica, definida como el calor que atraviesa un

cubo del material en cuestión de 1 m de lado, consecuencia de una diferencia de temperatura de 1 ° C entre las caras opuestas.



(Figura 1.1.1)

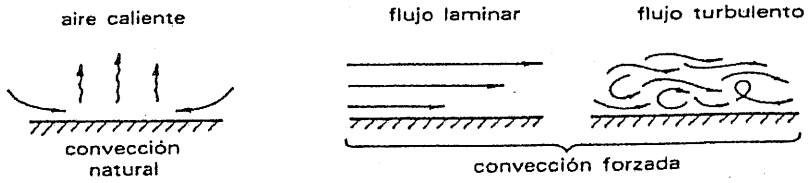
El signo menos en esta ecuación significa que el calor circula desde las regiones de temperatura mayor a las de temperatura menor, de acuerdo con la segunda ley de la termodinámica.

La ecuación completa para conducción de calor en estado estacionario en cualquier dirección arbitraria a través de un material isotrópico, sin generación de calor, es

$$q = kA\,(\nabla T), \qquad k = \text{constante} \tag{1.1.2}$$

1.1.2. Transmisión de calor por convección

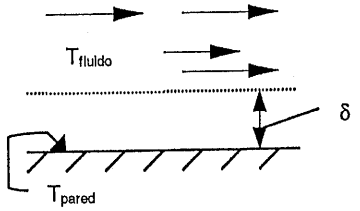
Cuando un fluido caliente se mueve en contacto con una superficie fría, el calor se transfiere hacia la pared a una velocidad que depende de las propiedades del fluido y de si se mueve por convección natural, por flujo laminar, o por flujo turbulento. Para tener en cuenta esta forma de transmisión de calor, Prandtl, en 1904, inventó el concepto de una capa límite en la que está localizada toda la resistencia a la transmisión de calor. Esta idealización condujo a grandes simplificaciones y fue adoptada entusiásticamente por prácticamente todos los investigadores y profesionales.



(Figura 1.1.2)

Con esta manera de ver las cosas y considerando un espesor δde la capa límite se tiene:

$$q = -kA\frac{T_{fluido} - T_{pared}}{\delta} = -kA\frac{\Delta T}{\delta} \qquad (1.1.3)$$



(Figura 1.1.3)

Debido a que δ no puede estimarse independientemente, se le combina con k para dar

$$q = (k/\delta)\, A\Delta T = -hA\Delta T \qquad (1.1.4)$$

Donde, por definición

h = coeficiente de transmisión de calor ($W/m^2\ K$)

Adviértase que h incorpora el espesor de una capa límite idealizada que dará la velocidad real de transmisión de calor. Esta cantidad h es extremadamente útil, puesto que es el coeficiente de velocidad que permite estimar la velocidad de transmisión de calor en cualquier situación particular.

Se han medido los valores de h en todo tipo de situaciones, correlacionados con las propiedades del fluido Cp, δ, μ ,k, las condiciones de flujo u y la geometría del sistema d, y resumido compactamente en formas adimensionales, en los números de Nusselt (hd/k), Prandtl (Cpμ/k) y Reynolds, principalmente.

1.1.3. Transmisión de calor por radiación

Todos los materiales emiten, absorben y transmiten radiación en un grado que depende fuertemente de su temperatura. Sea

$$\alpha_{1\text{-}2} = \frac{\text{energía absorbida por una superficie a } T_1}{\text{energía incidente procedente de una fuente } T_2}, \text{ poder absorbente} \qquad (1.1.5)$$

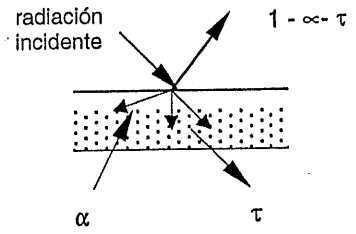
El poder absorbente varía desde 0 a 1. El material absorbente perfecto tiene $\alpha = 1$ y se denomina cuerpo negro. Sea

$$\varepsilon_1 = \frac{\text{energía emitida por una superficie a } T_1}{\text{energía emitida por un emisor ideal, un cuerpo negro, a } T_1}, \text{ emisividad} \qquad (1.1.6)$$

y

$$T_1 = \frac{\text{energía transmitida a través del cuerpo a } T_1}{\text{energía incidente}}, \text{ transmitancia} \qquad (1.1.7)$$

Entonces la fracción de energía es 1 - α - τ

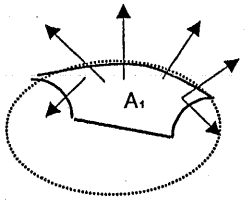


(Figura 1.1.4)

1.1.3.1. Radiación desde un cuerpo

La energía emitida desde la superficie A, de un cuerpo depende fuertemente de la temperatura y de la naturaleza de la superficie, y viene dada por

$$q_{1\rightarrow} = \sigma A_1 \epsilon_1 T_1^4 \ (W) \qquad (1.1.8)$$



(Figura 1.1.5)

Donde la constante de radiación

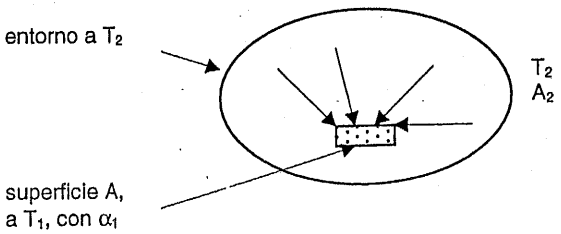
$$\sigma = 5{,}67 \times 10^{-8} \ W/m^2K^4 \qquad (1.1.9)$$

se denomina constante de Stefan-Boltzmann. La ecuación (1.1.8) se denomina la ley de Stefan-Boltzmann de la radiación, y la cuarta potencia de la temperatura es una consecuencia de la segunda ley de la termodinámica.

1.1.3.2. Radiación sobre un cuerpo

La energía absorbida por una superficie A, que esta a T, de la recibida desde un cuerpo negro a T2 que la rodea, viene dada por

$$q_{1\leftarrow 2} = \sigma A_1 \alpha_{1\leftarrow 2} T^4_2 \ (w) \qquad (1.1.10)$$

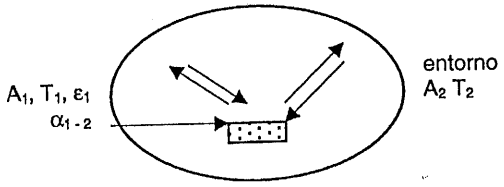


(Figura 1.1.6)

1.1.3.3. Intercambio de energía entre un cuerpo y su entorno

El intercambio de energía entre una superficie A, a T, y cualquier tipo de entorno que le rodea completamente a T2 de las ecuaciones (1.1.8) y (1.1.10), es entonces.

$$q_{1\leftarrow 2} = \sigma A_1[\epsilon_1 T^4_1 - \alpha_{1\text{-}2} T^4_2] \qquad (1.1.11)$$



(Figura 1.1.7)

1.1.3.4. Poder absorbente y emisividad

Si un objeto y su entorno están ambos a T_1, entonces el objeto ni gana ni pierde calor. Por tanto, la ecuación (1.11) se convierte en

$$q_{1\leftarrow 2} = 0 = \sigma_1 A_1 [[\epsilon_1 T^4_1 - \alpha_{1\text{-}2} T^4_1]$$

Ahora bien, el valor de α y ϵ $\alpha_{1\leftarrow 2}$ E puede variar enormemente con el tipo de superficie y con la temperatura. Sin embargo, para cualquier temperatura particular T_1 la expresión anterior muestra que

$$\epsilon_1 = \alpha_{1\text{-}1} \qquad (1.1.12)$$

1.1.3.5. Cuerpos grises

Un objeto cuyo poder absorbente es el mismo para las radiaciones de cualquier temperatura se denomina cuerpo gris. Por tanto, para un cuerpo gris

$$\alpha = \epsilon = \text{constante, para todas las temperaturas}$$

Esto significa que el poder absorbente de una superficie para una radiación T, es igual a la emisividad de dicha superficie cuando está a T_1.

Según se ha visto en el apartado anterior para el mecanismo de transmisión por convección, se encontró conveniente definir un coeficiente de transmisión de calor h.

Puesto que los problemas de transmisión de calor por radiación están a menudo estrechamente asociados a los problemas de convección, y en muchas ocasiones, el objetivo del análisis es el calor total transferido por ambos mecanismos, convección y radiación, merece la pena poner los dos procesos en una base común, definiendo un coeficiente de transferencia de calor por radiación h_r, como:

$$q_{rad} = h_r A_1 (T_r - T_2) \qquad (1.1.13)$$

donde T_r y T_2 son las temperaturas de los dos cuerpos que intercambian calor por radiación. El calor total transferido es la suma de la convección y radiación.

$$q = (h + h_r)\, A_1\, (T_p - T\infty) \qquad (1.1.14)$$

Si se supone que la segunda superficie que intercambia calor es un recinto y que está a la misma temperatura que el fluido (T∞),el valor de h_r puede calcularse a partir de:

$$\frac{q}{A_1} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{1/\varepsilon_1 + (A_1 / A_2)(1/\varepsilon_{2-1})} = h_r\,(T_1 - T_2)$$

$$h_r = \frac{\sigma(T_1^2 - T_2^2)(T_1 + T_2)}{1/\varepsilon_1 + (A_1 / A_2)(1/\varepsilon_{2-1})} \qquad (1.1.15)$$

1.2. Combinación de resistencias de transmisión de calor

1.2.1. Coeficiente global de transmisión de calor U

Los procesos de transmisión de calor involucran a menudo más de un mecanismo de transmisión o etapas en serie y/o paralelo.

La pérdida de calor desde un tanque agitado al exterior a más baja temperatura implica tres etapas de transmisión de calor en serie; (1) convección en el seno del fluido hacia la pared; (II) conducción a través de la pared del tanque; (111) conducción a través del aislamiento; y (IV) convección desde la pared hacia el exterior.

Considérese al interior de un horno de proceso, en este caso el calor alcanza los tubos por los que fluye el material a calentar, principalmente por radiación, si bien también por convección de los gases producidos en la combustión de la llama. Estos procesos tienen lugar en paralelo. Para encontrar el efecto global de una serie de etapas de transmisión de calor en serie y en paralelo, resulta muy útil acudir a la analogía con la teoría eléctrica. Para procesos en serie las resistencias son aditivas, así:

$$R\text{global} = R_1 + R_2 + R_3 \qquad (1.2.1)$$

o, en función de la conductancias.

$$\frac{1}{C\text{global}} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3} \qquad (1.2.2)$$

Para procesos en paralelo, son las conductancias las que son aditivas, por consiguiente.

$$C\text{global} = C_1 + C_2 + C_3 \qquad (1.2.3)$$

O, en función de las resistencias,

$$\frac{1}{\text{Rglobal}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} \qquad (1.2.4)$$

En la situación serie-paralelo de la figura 1.2.1 a, se tiene

$$\frac{1}{\text{Cglobal}} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2 + C_3} \qquad (1.2.5)$$

y para el esquema de la figura 1 .2.1 b:

$$\text{Cglobal} = C_1 + \frac{1}{\frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3}} \qquad (1.2.6)$$

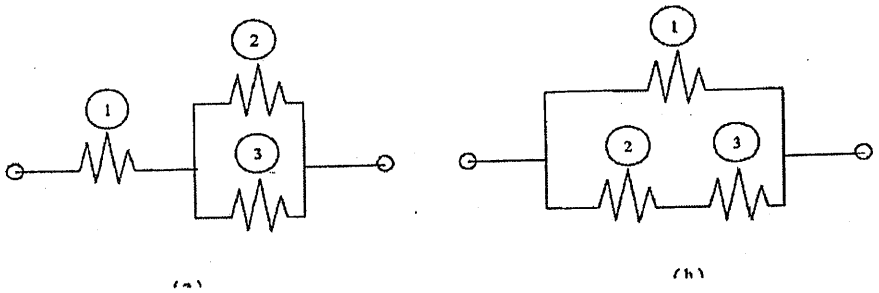


Figura 1.2.1: Dos esquemas serie-paralelo de resistencias a la transmisión de calor.

Para procesos en serie, según expresan las ecuaciones (1.2.1) y (1.2.2), es fácil deducir que la etapa con mayor resistencia domina y determina, en su mayor parte, la resistencia global. Las resistencias muchos menores que aquella pueden ignorarse.

Para procesos en paralelo, el tema es bastante diferente, ya que según las ecuaciones (1.2.5) y (1.2.6), el término con conductancia mayor (es decir menor resistencia) domina y determina en su mayor parte la conductancia global del proceso. Las conductancias mucho menores que aquella pueden ignorarse.

Siempre que una etapa particular domine en el proceso global sobre el resto de las otras etapas, aquella se denomina etapa controlante del proceso.

En la transmisión de calor, las conductancias individuales se corresponden con el coeficiente de convección h, la conductividad por unidad de longitud k/Δx y el coeficiente de radiación hr, mientras que la conductancia global para el proceso se corresponde con lo que se denomina coeficiente global de transmisión de calor U.

Este coeficiente es de principal importancia en el diseño de intercambiadores de calor y se define mediante la expresión:

$$q = UA\,\Delta T_{global} \qquad (1.2.7)$$

Asimismo esta expresión es la ecuación de diseño para los intercambiadores de calor.

Veamos el caso de un cambiador de doble tubo (figura 1.2.2), en el que un fluido circula por dentro del tubo interior y el otro fluido circula por el espacio anular que hay entre los dos tubos.

El coeficiente global de calor se expresa como:

$$q = \frac{(T_A - T_B)}{\frac{1}{h_i A_1} + \frac{\ln(r_e / r_i)}{2\pi K L} + \frac{1}{h_e A_e}} \qquad (1.2.8)$$

donde los subíndices i y e corresponden al interior y al exterior del tubo interior más pequeño. El coeficiente global de transmisión de calor puede estar basado, tanto en el área interior del tubo como en la exterior, a discreción del diseñador. Por tanto:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln(r_e / r_i)}{2\pi K L} + \frac{A_i}{A_e}\frac{1}{h_e}} \qquad (1.2.9a)$$

$$U_{ei} = \frac{1}{\frac{A_e}{A_i}\frac{1}{h_i} + \frac{A_e \ln(r_e / r_i)}{2\pi K L} + \frac{1}{h_e}} \qquad (1.2.9b)$$

Aunque los diseños finales de los cambiadores de calor se realizan con métodos de cálculo de U más rigurosos, siempre resulta de utilidad disponer de valores tabulados del coeficiente global de transmisión de calor para las situaciones más frecuentes de encontrar en la práctica. En la bibliografía se puede encontrar extensa información de este tipo (Perry, J.H. Chemical Enginers' Handbook, TEMA). En la tabla 1.2.1 se ofrece una lista abreviada de valores de U.

Tabla 1.2.1

Valores aproximados de los coeficientes globales de transmisión de calor.

	U	
Situación real	**Btu/h.ft^2.ºF**	**W/m^2.ºC**
Pared exterior de ladrillo, yeso en el interior, sin aislar	0,45	2,55
Pared exterior estructural, yeso en el interior, sin aislar	0,25	1,42
Con aislamiento de lana de roca	0,07	0,4
Ventana de vidrio plano	1,10	6,2
Ventanas de doble vidrio plano	0,40	2,3
Condensador de vapor de agua	200-1.000	1.100-5.600
Calentador del agua de alimentación	200-1.500	1.100-8.500
Condensador de Freón-12 refrigerado con agua	50-150	280-850
Cambiador de calor agua-agua	150-300	850-1.700
Cambiador de calor de tubo con aletas, agua en los tubos, aire transversalmente a los tubos.	5-10	25-55
Cambiador de calor agua-aceite	20-60	110-350
Vapor de aguafuel oil ligero	30-60	170-340
Vapor de agua-fuel oil pesado	10-30	56-170
Vapor de agua-queroseno o gasolina	50-200	280-1.140
Cambiador de calor de tubo con aletas, vapor de agua en los tubos, aire alrededor de los tubos	5-50	28-280
Condensador de amoniaco, agua en los tubos	150-250	850-1.400
Condensador de alcohol, agua en los tubos	45-120	255-680
Cambiador de calor gas-gas	2-8	10-40

Como se ha indicado anteriormente el valor de U vendrá determinado en muchos casos por sólo uno de los coeficientes de transmisión, generalmente por el de convección h. En la mayoría de los problemas prácticos la resistencia a la conducción es muy pequeña comparada con las resistencias a la convección.

1.2.2. Factores de ensuciamiento

Tras un periodo de funcionamiento más o menor largo, las superficies de transmisión de calor de un cambiador de calor pueden llegar a recubrirse con varios depósitos de materiales presentes en las corrientes de proceso, o las superficies pueden corroerse como resultado de la interacción entre los fluidos y el material empleado en la fabricación del cambiador de calor. En cualquiera de los casos, esta capa supone una resistencia adicional al flujo de calor y por tanto, una merma de la capacidad de intercambio. El efecto global se representa generalmente mediante un factor de ensuciamiento, o resistencia de suciedad Rf, que debe incluirse junto con las otras resistencias térmicas para obtener el coeficiente global de transmisión de calor U.

Los factores de ensuciamiento solo pueden ser obtenidos de la experiencia, mediante la determinación de los valores de U del cambiador de calor, tanto en condiciones de limpieza como de suciedad. El factor de ensuciamiento se define entonces.

$$Rf = \frac{1}{Usucio} - \frac{1}{Ulimpio} \qquad (1.2.10)$$

En la tabla 1.2.2. se muestra una lista abreviada de valores recomendada para el factor de ensuciamiento de varios servicios. Otra vez, en la bibliografía se puede encontrar extensa información (Perry, J.H. Chemical Engineers'Handbook, TEMA).

Tabla 1.2.2
Tabla de factores de suciedad comunes, según la Referencia 2:

Tipo de fluido	Factor de suciedad, $h.ft^2.ºF/Btu$	$m^2.ºC/W$
Agua de mar, por debajo de 51,7 °C	0,0005	0,00009
Por encima de 51,7 °C	0,001	0,002
Agua de alimentación de caldera tratada, por encima de 51,7ºC	0,001	0,0002
Fuel oil	0.005	0,0009
Aceite de templar	0,004	0,0007
Vapores de alcohol	0,0005	0,00009
Vapor de agua, libre de aceite	0,0005	0,00009
Aire industrial	0,002	0,0004
Líquido refrigerante	0,001	0.0002

1.3. Introducción a los cambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son equipos para transferir calor desde una corriente fluida caliente a una corriente fluido fría. Existen tres grandes tipos de intercambiadores:

- Recuperador o intercambiador a través de una pared sin acumulación de calor.
- Intercambiador de contacto directo sin acumular calor
- Regenerador, acumulador o intercambiador con acumulación de calor.

El tipo a escoger en cada situación depende en gran parte de la naturaleza de las fases presentes, gas-gas, gas-líquido, gas-sólido, líquido-líquido, líquido-sólido, sólido-sólido, y de la solubilidad mutua de dichas fases.

En las figuras 1.3.1, 1.3.2 y 1.3.3 se muestras diversos tipos de cambiadores correspondientes a las tres categorías citadas, respectivamente. El tipo de cambiador de calor más ampliamente utilizado en la industria química es el de carcasa y tubos, mostrado en la figura 1.3.1. Uno de los fluidos circula por el interior de los tubos mientras que el otro fluido circula por la carcasa. Para asegurarse de que el fluido dei lado carcasa circule transversalmente a los tubos, ocasionando una mayor turbulencia y por tanto un mayor coeficiente de intercambio, se colocan deflectores en la carcasa. Dependiendo del montaje de entrada en los extremos del cambiador, se pueden conseguir uno o más pasos por el lado tubos.

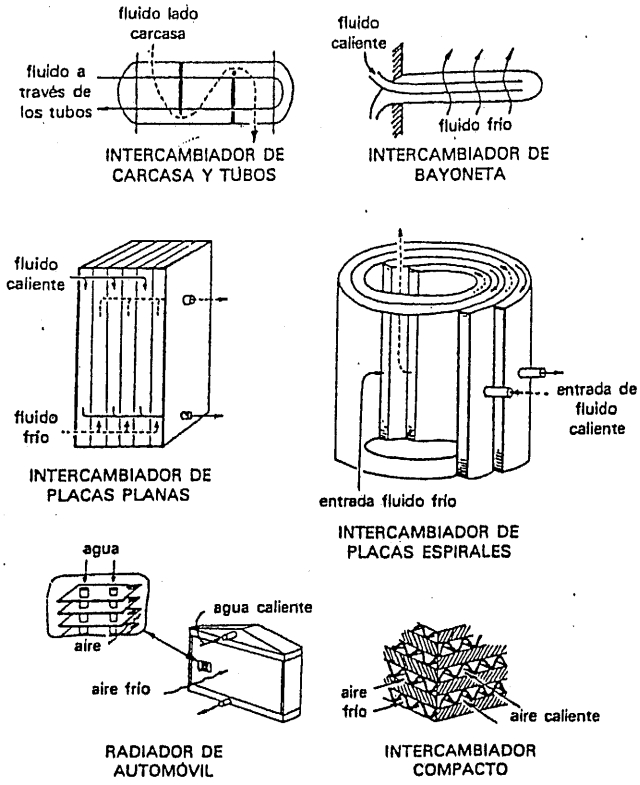
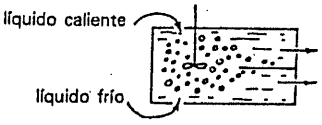


Figura 1.3.1



INTERCAMBIADOR DE CALOR ENTRE FLUIDOS INMISCIBLES

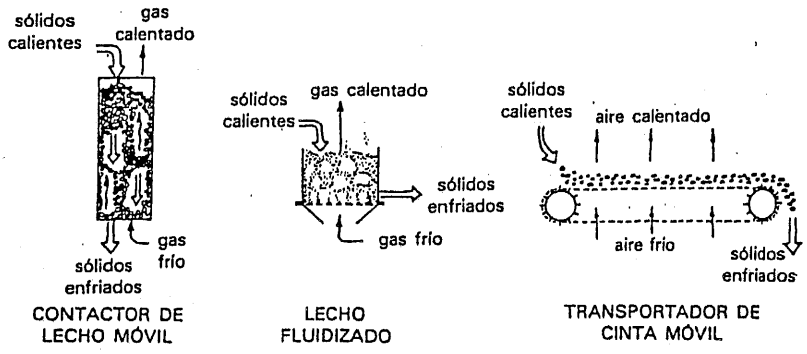
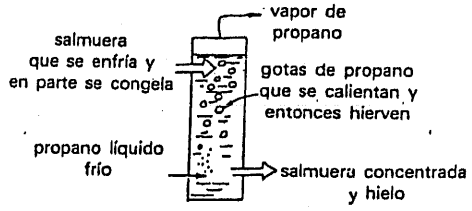


Figura 1.3.2.a



INTERCAMBIADOR DE CALOR DE FLUIDOS INMISCIBLES CON EBULLICIÓN DE UNO DE ELLOS

Figura 1.3.2.b

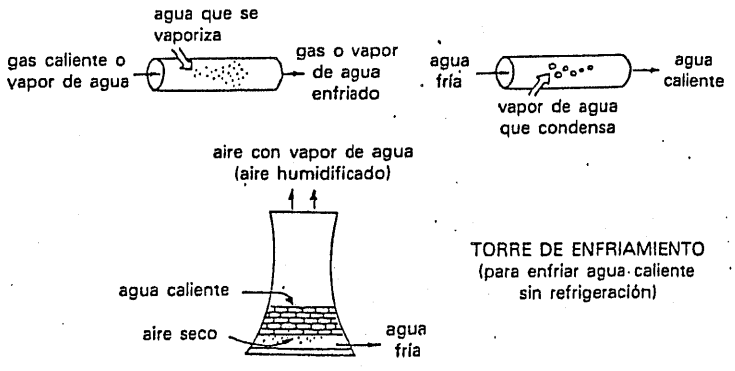


Figura 1.3.2.c

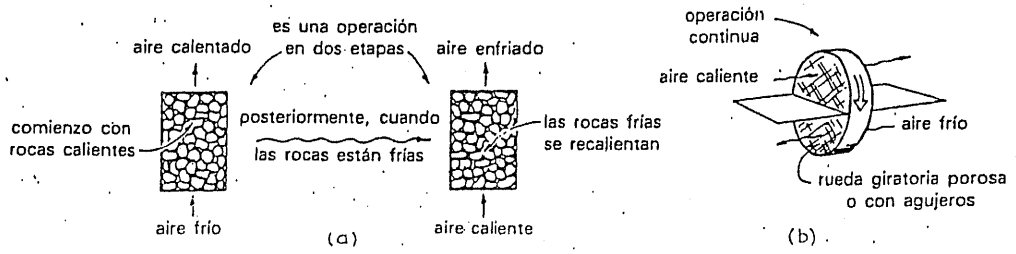


Figura 1.3.3.

1.3.1. Temperatura media logarítmica

Considérese el cambiador de calor de doble tubo de la figura 1.2.2. Los fluidos pueden circular tanto en corrientes paralelas como en contracorriente y los perfiles de temperaturas en estos dos casos son los que se muestran en la figura 1 .3.4.

Aplicando la ecuación (1.2.7) a un elemento diferencial de área dA, se obtiene

$$dq = - m_h c_h dT_h = m_c c_c dT_c \tag{1.3.1}$$

donde los subíndices h y c designan a los fluidos caliente y frío, respectivamente. La transferencia de calor podría expresarse también como:

$$dq = U(T_h - T_c)dA \tag{1.3.2}$$

De la ecuación (1 .3.1)

$$dT_h = \frac{-dq}{m_h C_h} \quad ; \quad dT_c = \frac{dq}{m_c C_c}$$

donde m representa el caudal másico y c es el calor específico del fluido. Así,

$$dT_n - dT_c = d(T_{h-T_c}) = -dq\left(\frac{1}{m_h c_h} + \frac{1}{m_c c_c}\right) \tag{1.3.3}$$

Resolviendo para dq la ecuación (1.3.2) y sustituyendo en la ecuación (1.3.3) se tiene.

$$\frac{d(T_h - T_c}{T_h - T_c} = -U\left(\frac{1}{m_h\, c_h} + \frac{1}{m_c\, c_c}\right) \tag{1.3.4}$$

Esta ecuación diferencial se puede integrar entre las condiciones 1 y 2, según se indica en la figura 1.3.4. El resultado es.

$$\ln \frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}} = -UA\left(\frac{1}{m_h\, c_h} + \frac{1}{m_c\, c_c}\right) \tag{1.3.5}$$

Perfiles de temperaturas en cambiadores de calor de doble tubería (*a*) de corrientes paralelas y (*b*) a contracorriente.

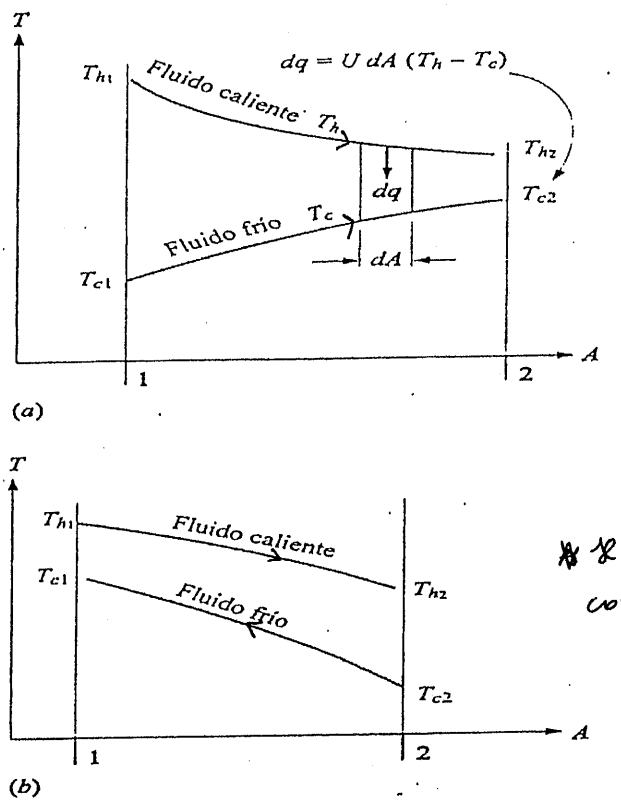
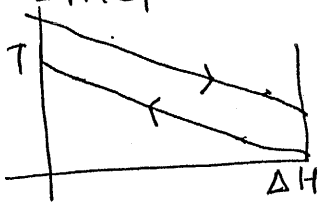


Figura 1.3.4

* se asemeja una recta con pendiente cp

$Q = m c_p dT$



Según la ecuación (1.3.1), los productos $m_c c_c$ y $m_h c_h$ se pueden expresar en función del calor transferido total q y las diferencias de temperaturas globales de los fluidos caliente y frío. Así,

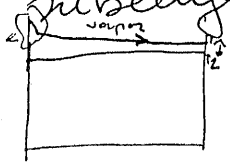
$$m_h\, c_h = \frac{q}{T_{h1} - T_{h2}} \quad ; \quad m_c\, c_c = \frac{q}{T_{c2} - T_{c1}}$$

Sustituyendo estas relaciones en la ecuación (1.3.5), se tiene

$$q = UA\,\frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln\left[\dfrac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}}\right]} \qquad (1.3.6)$$

* LMTD : - no válido para condensación/evaporación sobrecalentado/subenfriado.

- En Kettle (el líquido se pone a la t^a del interior)



LMTD = $T_1 - T_2$.

Comparando la ecuación (1.3.6) con la ecuación (1.2.7), se deduce que la diferencia de temperaturas media se expresa como:

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln\left[\frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}}\right]} \rightarrow LMTD \qquad (1.3.7)$$

Expresión válida tanto para flujos en paralelo como en contracorriente.

Esta diferencia de temperaturas recibe el nombre de diferencia de temperaturas media logarítmica (LMTD).

1.3.2. Factor de corrección F

La obtención de la LMTD anterior implica dos hipótesis importantes: (1) los calores específicos de los fluidos no varían con la temperatura, y (2) los coeficientes de transferencia de calor por convección se mantienen constantes a lo largo del cambiador de calor. Generalmente, la segunda hipótesis es la más restrictiva debido a los efectos de entrada (debidos a la no uniformidad de la corriente), los cambios de viscosidad y de conductividad térmica del fluido, etc. Normalmente han de emplearse métodos numéricos para corregir estos efectos, mediante el uso de programas de cálculo específicos (HTFS, HTRI, etc.) para diseño térmico de cambiadores de calor.

Si se emplease un cambiador de calor distinto al de doble tubo, la transferencia de calor se calcula utilizando un factor de corrección que se aplica a la LMTD que correspondería a un dispositivo de doble tubo a contracorriente con las mismas temperaturas fría y caliente para los fluidos. La ecuación de la transferencia de calor adopta, entonces, la forma

$$q = UAF\Delta Tm \qquad (1.3.8)$$

Los valores del factor de corrección F, se pueden encontrar en la bibliografía (Perry, J.H., Chemical engineers' Handbook, TEMA, etc.), para diversos tipos de cambiadores de calor. En las figuras 1.3.5, 1.3.6, 1.3.7 y 1.3.8 se representan los correspondientes a las configuraciones más habituales.

Cuando interviene un cambio de fase, como en el caso de la condensación o la ebullición (evaporación), el fluido permanece normalmente a una temperatura prácticamente constante y las relaciones se simplifican con esta condición, P o R se hacen iguales o muy próximas a cero y se obtiene:

$F \approx 1.0$ para ebullición o condensación

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

Representación gráfica del factor de corrección de un cambiador con un paso de carcasa y dos, cuatro, o cualquier múltiplo de pasos de tubo.

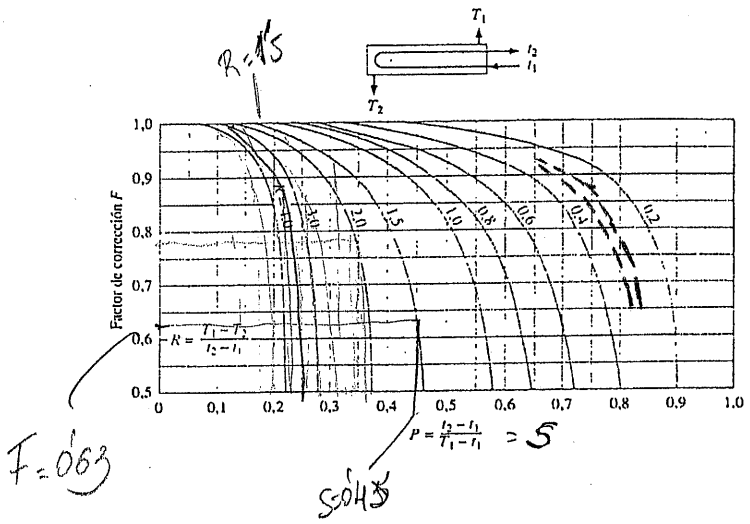


Figura 1.3.5

Representación gráfica del factor de corrección de un cambiador con dos pasos de carcasa y cuatro, ocho, o cualquier múltiplo de pasos de tubo.

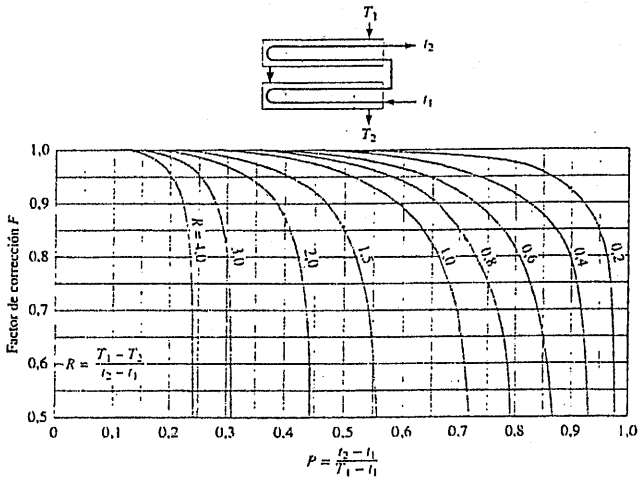


Figura 1.3.6

Representación gráfica del factor de corrección de un cambiador de corrientes cruzadas de paso único, con ambos fluidos sin mezclar.

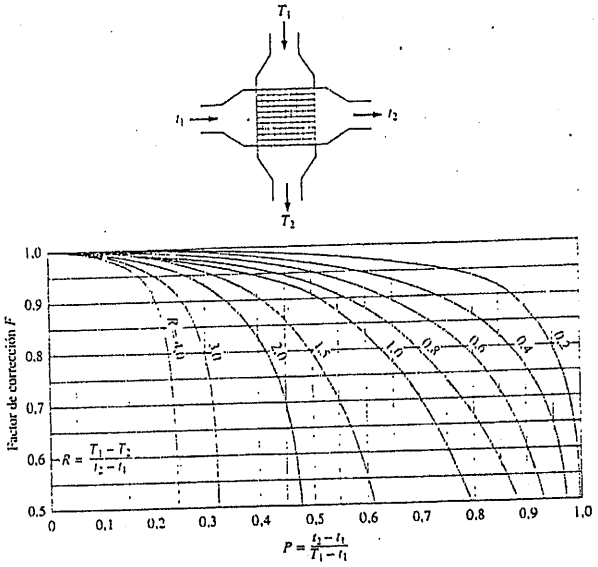


Figura 1.3.7

Representación gráfica del factor de corrección de un cambiador de corrientes cruzadas de paso único, con uno de los fluidos mezclado y el otro sin mezclar.

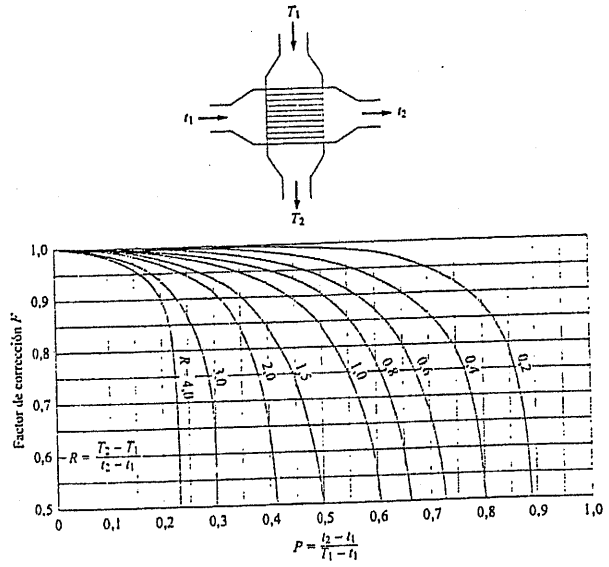


Figura 1.3.8

1.4. Transmisión de calor por condensación y ebullición

1.4.1. Fenómenos de transmisión de calor por condensación

La condensación puede tener lugar a muy diferentes velocidades de transferencia de calor por cualquiera de los dos siguientes y distintos mecanismos, en forma de gota y en forma de película. El coeficiente de película en la condensación está influido, por la textura de la superficie en la cual tiene lugar la condensación y también si la superficie está montada vertical u horizontalmente. A pesar de estas complicaciones aparentes, la condensación, es susceptible de un estudio matemático directo.

1.4.1.1. Condensación en forma de gota y de película

Cuando un vapor puro saturado entra en contacto con una superficie fría tal como un tubo, se condensa y puede formar gotitas en la superficie del tubo. Estas gotitas pueden no exhibir ninguna afinidad por la superficie y en lugar de cubrir el tubo se desprenden de él, dejando metal descubierto en el cual se puede formar sucesivas gotitas de condensado. Cuando la condensación ocurre por este mecanismo se llama condensación en forma de gota. Sin embargo, generalmente puede aparecer una película de condensado a medida que progresa la condensación sobre el tubo, cubriéndolo, y el proceso de llama condensación en forma de película.

En el proceso de condensación en película, la superficie es cubierta por aquella, que aumenta su espesor según se desplaza. Existe un gradiente de temperatura en la película y esta representa una resistencia térmica a la transferencia de calor. En la condensación en gotas una gran parte del área de transferencia está expuesta directamente al vapor; no existe la barrera de la película al flujo de calor y habrá flujos de calor mayores. De hecho, los flujos de calor en la condensación en gotas pueden ser hasta diez veces mayores que en la condensación en película.

Por tanto sería preferible la condensación en gotas a la condensación en película, pero es extremadamente difícil mantenerla, ya que la mayoría de las superficies se convierten en mojadas después de ponerse en contacto durante un periodo prolongado de tiempo a un vapor que se condensa.

1.4.1.2. Comparación entre condensación horizontal y vertical

El valor del coeficiente de película de condensación para una cantidad dada de vapor en una superficie establecida, es afectado significativamente por la posición del condensador.

En un tubo vertical cerca del 60% del vapor se condensa en la mitad superior del tubo. La razón de los coeficientes de condensación horizontales y verticales está teóricamente dada por (0.725/0.943) (L/D) 1 /4. Para un tubo de 5m de largo y 3/4" de diámetro exterior, el coeficiente horizontal sería tres (3) veces más grande que el vertical, siempre y cuando que el flujo de la película de condensado sea en régimen laminar. Normalmente, sin embargo, la ventaja no es tan grande debido a otros factores que prevalecen, tales como las regiones de transición entre el flujo laminar y turbulento de la película de condensado.

1 .4.1 .3. Curvas de condensación

Excepto en las mezclas binarias o mezclas multicomponentes en las que los puntos de ebullición de cada componente en su condición pura no difieren grandemente entre si, la condensación de las mezclas de vapores tiene lugar sobre un amplio rango de temperaturas. La fracción de la carga total de calor liberada durante un descenso fraccional en la temperatura del vapor, no debe ser uniforme en todo el rango de condensación (temperatura de rocío y temperatura de burbuja), y esto invalida el uso de la media logarítmica sola o corregida por el factor F. La solución de tales problemas requiere la determinación o cálculo de la curva de condensación para la mezcla.

Para el diseño térmico de todo condensador es por tanto imprescindible disponer de la curva de condensación de la mezcla (Q vs T).

1.4.1.4. Coeficientes de transmisión para mezclas multicomponentes

Dado que las propiedades físicas del condensado pudieran diferir grandemente entre la entrada y salida del condensador, no siempre es acertado evaluar el coeficiente de película a las condiciones medias de la mezcla total de la película de condensado. No obstante, para evitar lo tedioso de una integración para determinar los cambios en h debido al cambio de las propiedades del líquido para incrementos diferenciados de área dA, es posible usar un método que promedie los coeficientes evaluados a la entrada y salida.

La superficie requerida para la condensación se calcula pues a partir de la carga total de calor, Q, la Δt promedio y el valor de U usando h.

La diferencia de temperatura promedio, Δtpromedio, se obtiene tomando incrementos del rango de condensación, calculando las diferencias promedio de temperaturas entre el vapor condensante y el fluido frío.

1.4.2. Fenómenos de transmisión de calor por ebullición

Cuando una superficie está en presencia de un líquido y se mantiene a una temperatura por encima de la temperatura de saturación de éste, puede tener lugar la ebullición, y el flujo de calor dependerá de la diferencia de temperaturas entre la superficie y la de saturación (Δt), En la figura 1 .4.1 se muestra la curva de ebullición para el agua contenida en un recipiente atmosférico. La magnitud de Δt influye en el mecanismo de ebullición, de manera que a valores bajos de vaporización sólo tiene lugar en la superficie del líquido y la transmisión de calor se lleva a cabo por convección natural en el seno del líquido (región Ien la figura 1.4.1). Con una Δt mayor, es posible alcanzar el régimen de ebullición nucleada, en el cual se obtienen los mayores flujos de transferencia de calor a valores moderados de Δt (región III).

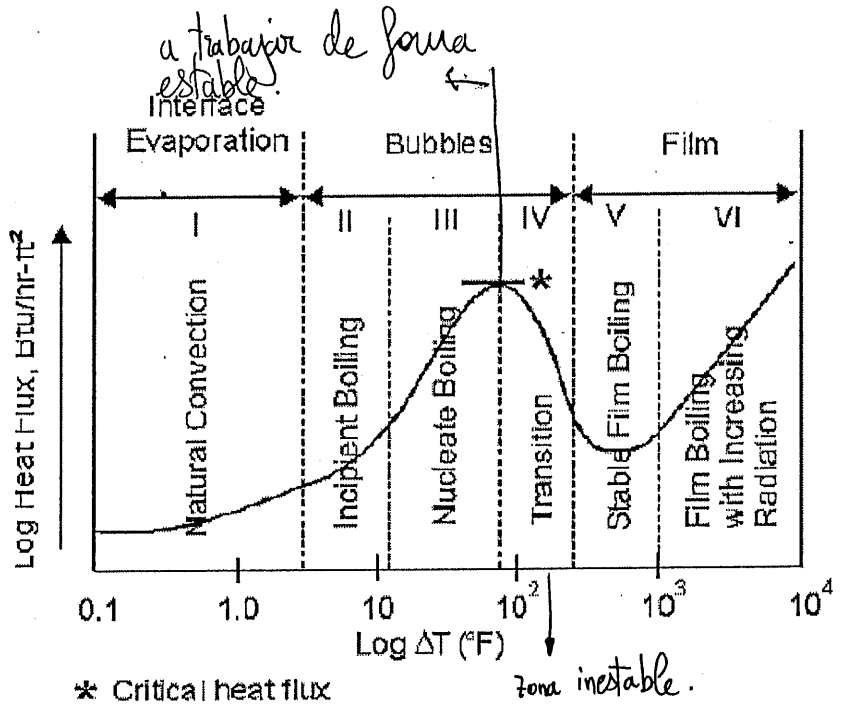


Figura 1.4.1

Sin embargo hay un límite impuesto en el flujo de calor crítico o máximo al cual le corresponde una Δt crítica donde el vapor generado comienza a sellar la superficie de intercambio de calor lo cual inhibe la nucleación (punto * en figura 1 .4.1).

Por encima de la Δt crítica, la velocidad de transmisión de calor disminuye proporcionalmente con Δt , en el régimen denominado de transición (región IV)). Este es un mecanismo relativamente inestable que puede ser evitado si se consigue un Δt suficientemente grande para mantener una película estable de vapor (región V). Más allá de este punto, la velocidad de transmisión de calor sube de nuevo con Δt. Los mecanismos que gobiernan la transferencia de calor en esta zona son los de radiación y convención a través de una película estable de vapor, en el régimen denominado ebullición en película ("film boiling") (región VI).

Hay situaciones en las que el flujo máximo de calor es la variable independiente, como es el caso de los sistemas calentados eléctricamente. Aquí, es factible el sobrecalentamiento súbito porque cualquier intento de incrementar el flujo de calor por encima del crítico puede disparar la temperatura de superficie hasta el siguiente punto estable en el régimen de ebullición en película (punto D'). Esta temperatura puede ser suficientemente alta para causar daños irreparables al material de la superficie de intercambio.

Flujos de calor de magnitudes tan altas como las mostradas en la figura 1 .4.1 son de poco valor práctico en el diseño. Se debe tener en cuenta que la vaporización en un intercambiador de carcasa y tubos tiene lugar sin una separación continua del líquido y vapor y que es muy diferente de la vaporización en recipientes abiertos. Al existir limitaciones para la separación líquido-vapor, aumenta considerablemente la posibilidad

de que se produzca interferencia del vapor o ebullición en película, de manera que se hace necesario restringir el flujo de calor a valores permisibles y con seguridad fuera del régimen de ebullición no deseado.

El flujo está definido por Q/A o UAT pero no por h_v $(\Delta t)w$ donde h_v es el coeficiente de vaporización y $(\Delta t)w$ es la diferencia de temperatura entre pared de tubo y la temperatura de ebullición, h_v $(\Delta t)w$ es el flujo basado en la superficie limpia Ac, mientras que Q/A es el flujo basado en la superficie real A y A es mayor que Ac en un vaporizador diseñado con factor de ensuciamiento. Sin embargo, es costumbre limitar tanto Q/A como hv a un máximo seguro, ambos sirven asimismo para prevenir la presencia de una diferencia de temperatura $(\Delta t)w$ demasiado grande. Unos límites admisibles para diseño serían los siguientes.

a) Flujo (Q/A)

- El flujo máximo permitido para vaporizaciones de circulación forzada y tipo Kettle para vaporizar compuestos orgánicos, es de 54000 kcal/m^2h < > 63 kW/m^2 y para circulación natural 40000 kcal/m^2h < > 4650 W/m^2.

- El flujo máximo permitido para la vaporización de soluciones acuosas de baja concentración o de agua usando circulación natural o forzada, es de 81000 kcal/m^2 h < > 94 kW/m^2 .

b) Coeficiente de película (h_v)

- El máximo coeficiente de película permitido para vaporización en circulación forzada o natural para vaporizar compuestos orgánicos es de 1460 kcal/m^2 ºCh < > 1700 W/m^2 ºC.

- El coeficiente máximo de vaporización para circulación forzada o natural en la vaporización de agua y soluciones acuosas de baja concentración, es de 4900 kcal/m^2 ºCh < > 5700 W/m^2 ºC.

A efectos estimativos para un predimensionado rápido de rehervidores se pueden aplicar los flujos de calor indicados en la tabla 1.4.1, en la que se muestran rangos de calor utilizados para diseño y los observados en plantas en operación:

Tabla 1.4.1.

Tipo rehervidor	Flujo de calor (Kcal/hm^2)	
	Diseño	Observado
Kettle	32000	40000-54000
Termosifón: Once-through (un paso)	40000	47500
Termosifón: Recirculante	40000	hasta 54000
Circulación forzada	54000	-

2. ASPECTOS MECANICOS DEL CAMBIADOR

2.1. Diferentes tipos de cambiador

encamisado → refrig / calefactor

2.1.1. Doble tubo

Interior (con aleta) → proceso.

Es el tipo más sencillo de cambiador. Consiste normalmente en un tubo encamisado. Se emplean tuberías estándar y accesorios estandarizados para este tipo de cambiadores. Se pueden montar varios alineados en vertical y en número par de tubos (cada dos tubos forman una horquilla) y su longitud no suele pasar de 6m, para evitar pandeo del tubo interior.

Dato que los accesorios; tes, prensaestopas, etc., son estandarizados los tubos a especificar son:

Tubo interior	Tubo exterior
1"	2"
1"	2½"
1¼"	2"
1¼"	2½
1½"	2½"
1½"	3"
2"	3"
2"	4"

Se emplea cuando la superficie necesaria es menor de 10 m^2. Es económico y ocupa poca área de implantación, pues se pueden apilar.

Para el caso de liquido-liquido, existe un programa en excel que está en la carpeta "CambiadorDobletubo" de la carpeta de proceso del disco document (W:\DatosPr\P\CambiadorDobleTubo), que permite calcular el cambiador de forma rápida y sencilla.

↓ No cambio de fase

2.1.2. Multitubo

Se trata de cambiadores un poco mayores que los de doble tubo. Existen multitubos aleteados comerciales. (generalmente).

2.1.3. Placas

Consiste en una serie de placas deformadas con juntas entre ellas en un bastidor. Facilidad de ampliación, facilidad de limpieza.

(P: 10 kg/cm² cg
(T: 175°C con PTF

Sólo son adecuados para condiciones moderadas de presión y temperatura. Muy adecuados para líquido-líquido, a condiciones poco severas de presión y temperatura, y con fluidos sucios o corrosivos. Muy empleados en química inorgánica.

Diseñados por el suministrador.

2.1.4. Espiral

Más caros que de carcasa y tubos.

Se usa cuando hay limitación de pérdida de carga y se quieren mantener altas velocidades. Adecuado para suspensiones de sólidos o problemas de ensuciamiento. Facilidad de limpieza. Sin limitación de presión o temperatura. Acepta la dilatación térmica.

Diseñados por el suministrador.

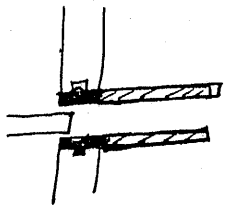
2.1.5. Carcasa y tubos

Es el más empleado en la industria química. Emplea materiales similares a los recipientes para la carcasa y tubos. Están muy estandarizados (Repuestos comunes). Es fácil de limpiar y mantener por el personal de la planta. Sin limitación de presión o temperatura.

2.2. Descripción mecánica del cambiador de carcasa y tubos

	Inglés (TEMA)	Castellano
1.	Stationary Head-Channel	Cabezal fijo TIPO CANAL
2.	Stationary Head-Bonnet	Cabezal fijo TIPO BONETE
3.	Stationary Head Flange-Channel or Bonnet	Brida del cabezal fijo
4.	Channel Cover	Tapa del cabezal fijo
5.	Stationary Head Nozzle	Tubuladura del cabezal fijo
6.	Stationary Tubesheet	Placa tubular fija
7.	Tubes	Tubos
8.	Shell	Carcasa
9.	Shell Cover	Fondo de la carcasa
10.	Shell Flange-Stationary Head End	Brida de la carcasa (anterior)
11.	Shell Flange-Rear Head End	Brida de la carcasa (posterior)
12.	Shell Nozzle	Tubuladura de la carcasa
13.	Shell Cover Flange	Brida del fondo de la carcasa
14.	Expansion Joint	Junta de expansión
15.	Floating Tubesheet	Placa tubular flotante
16.	Floating Head Cover	Fondo del cabezal flotante
17.	Floating Head Cover Flange	Brida de fondo del cabezal flotante
18.	Floating Head Backing Device	Brida partida del cabezal flotante
19.	Split Shear Ring	Anillo tope
20.	Slip-on Backing Flange	Contrabrida deslizante (slip-on)
21.	Floating Head Cover-External	Tapa del cabezal flotante
22.	Floating Tubesheet Skirt	Faldón de la placa tubular flotante
23.	Packing Box	Empaquetadura
24.	Packing	Estopada
25.	Packing Gland	Prensaestopas
26.	Lantern Ring	Anillo linterna
27.	Tierods and Spacers	Tirantes y espaciadores
28.	Transverse Baffles or Support Plates	Placas deflectoras o soportes de tubos
29.	Impingement Plate	Placa de choque
30.	Longitudinal Baffle	Placa deflectora longitudinal
31.	Pass Partition	Partición del paso de tubos
32.	Vent Connection	Venteo
33.	Drain Connection	Drenaje
34.	Instrument Connection	Tubuladura de instrumentos
35.	Support Saddle	Cuna de apoyo
36.	Lifting Lug	Orejeta de izado
37.	Support Bracket	Silleta de apoyo
38.	Weir	Rebosadero
39.	Liquid Level Connection	Tubuladura de nivel

Tabla 2.2.1. Nomenclatura de las partes de un cambiador



Especificado en Proc. ← fuego↑ y P↑ / corrosividad↑↓ | * expansionado. * expansionado y ello. * soldadura fuerte.

2.2.1. Tubos para cambiadores

Son distintos de los de tuberías. El diámetro externo es igual al diámetro nominal. El espesor de tubo se expresa de acuerdo a las galgas BWG. Los más usados son:

Diámetro:	3/4" OD	El más usado
	1 " OD	Cambiadores grandes
	1½" OD	Suspensiones
Longitud :	20' (6096 mm)	El más usado
	16' (4877 mm)	
	10' (3048 mm)	Cambiadores pequeños

Galgas:	3/4" OD	1 " OD
	BWG 14	BWG 12
	BWG 18	BWG 16

Disposición:	Triangular (tresbolillo)	30° (Rotado 60°)
	Cuadrada	90° (Rotado 45°)

Triangular: Mejor transmisión, mayor pérdida de carga, 10% más de tubos para igual diámetro de carcasa.

Cuadrada: Permite limpieza mecánica exterior, menor pérdida de carga . Eg: Kettle, reboiler

Para facilitar limpieza por el lado externo de los tubos: Disposición cuadrada y separación entre tubos de ¼" (6mm) mínimo.

Paso de tubos (Pitch) mínimo OD x 1,25
Pasos más empleados:

- para tubos de 3/4" OD paso 1 "
- para tubos de 1 " OD paso 1 1/4"

2.2.2. Placas deflectoras

Son discos de chapa que fuerzan el fluido del lado carcasa a serpentear a través de los tubos, con lo que se mejora el intercambio térmico y sirve al mismo tiempo para soportar a los tubos.

Normalmente son segmentadas al 25% (máximo 33-40% para tener una fila de tubos que pasa por todas las placas), y con corte horizontal. Si se trata de un condensador o fluidos sucios se disponen con corte vertical. Pueden ser simples, doble segmentadas y triple segmentadas.

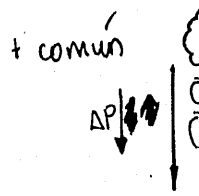
La separación entre placas debe ser como mínimo de 50 mm (2") o 1 /5 del diámetro de la carcasa. Como máximo un diámetro de carcasa, o la necesaria para sujetar los tubos. 60" para tubos 3/4" OD y 74" para los de 1" OD según tabla 2.2.5, aunque, como se verá al hablar del diseño térmico, la separación entre deflectores se fija para mejorar parámetros térmicos.

2.2.3. Carcasa (Saltos cada 10 mm).

Se construyen usando tubería estándar (hasta un diámetro de 14") o chapa (curvada para diámetros superiores). Las bridas principales (las de carcasa y cabezales) son siempre

especiales, ajustadas a la presión y temperatura de diseño, pues las de norma ANSI o DIN son mucho mayores de lo necesario. Se recomienda usar diámetros menores de 42" y como máximo técnico 60". El haz tubular no deber pesar más de 20t.

Los tipos de carcasa según TEMA son:



E/F	Un paso/Dos pasos	General
G/H	Flujo Partido/Doblemente partido	Herv./Cond.
J (J 12/J21)	Flujo dividido	General
X	Flujo cruzado	Hervidores
K	Tipo kettle (cambiador + vaporador líq/gas).	Hervidores

2.2.4. Distribuidor y cabezal

Se construyen como la carcasa

Los tipos según TEMA son:

Cabezal delantero	Cabezal posterior	
	Fijo	Flotante
A/B/C/N/D	L/M/N	S / T / U/P/W

Cabezal	Características
L,M,N	Económicos. Puede requerir junta de expansión en carcasa. No permiten extraer el haz para limpieza mecánica por el exterior de los tubos.
T	El haz tubular es fácilmente extraible pero desaprovecha la corona circular de las tuercas del cabezal y crea un canal entre haz y carcasa. Tiene juntas internas.
S	Mejora el aprovechamiento del volumen de la carcasa con la contrabrida partida. El resto igual que T. Muy usado en refinerías.
U	Económico. Se pierde la parte central debido al radio de curvatura mínimo aceptable que es 3-4 veces el diámetro del tubo. Requiere herramienta especial para limpieza mecánica interior. Solo se pueden reponer los tubos externos. Mínimo número de juntas.
P	No recomendable para carcasas de más de 36" con presiones altas o vibraciones. Permite doble placa tubular.
W	Limitado a 1 o 2 pasos por tubos. Resto similar al P

Tabla 2.2.2: Características de los cabezales

2.3. Elección del tipo de cambiador

2.3.1. Elección del fluido por lado tubo o carcasa

Se debe elegir preferentemente por el lado tubo los siguientes servicios:

Suspensiones (velocidad, limpieza)
Fluidos sucios (velocidad, limpieza)
Fluidos corrosivos (coste inicial y mantenimiento)
Material más caro (coste)
Alta presión de diseño (coste)
Fluido con menor caudal (velocidad, transmisión de calor)

Se deben usar preferentemente por el lado carcasa los siguientes servicios:

Líquidos de alta viscosidad (ΔP)
Gas con alto caudal (ΔP)
Fluido con ΔP limitada (transmisión de calor)

2.3.2. Facilidad de limpieza

Si el fluido tiene tendencia al ensuciamiento se deben tomar las siguientes precauciones:

Si va por lado tubos, usar tubo recto (no en U) Si va por carcasa, usar disposición de tubos cuadrada. Elegir un tipo de cambiador TEMA que permita la extracción del haz tubular:

Distribuidor	A, C, B, D (no usar N)
Carcasa	E, F, G, H, J, K, X (todas)
Cabezal	U, T, S, P, W (no usar L, M, N en variaciones de Tª grandes).

2.3.3. Dilatación térmica

Si la diferencia entre temperatura de operación y temperatura ambiente es alta, hay que seleccionar un tipo de cambiador que permita las dilataciones diferenciales. Esto afecta fundamentalmente al tipo de cabezal que debe ser de tipo flotante (U, S, T, W, P). Si por otro motivo se elige cabezal fijo (L, M,N) se debe prever junta flexible en la carcasa.

2.3.4. Precio

Fijar tensión máxima.



$T_1 < T_2$.

Cambiadores con igual superficie pero con diferente tipo TEMA tienen costes diferentes. Los cabezales en orden creciente de precio del cambiador para una misma superficie de intercambio son: N, U, L/M, P, S, T, W.

2.3.5. Ejemplos típicos

Precalentador líquido-líquido:	AES, CFU
Enfriador líquido-líquido:	BEM
Hervidor termosifón:	AJU, AGS
Hervidor kettle:	AKT, AKU
Condensador:	AEU, AJW
Intercambio gas-gas:	AEH
Intercambio carga/producto:	AES

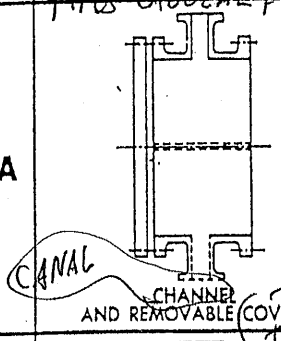
DISTRIBUIDOR CARCASA CABEZAL

DELANTE (FRONT END)

STATIONARY HEAD TYPES

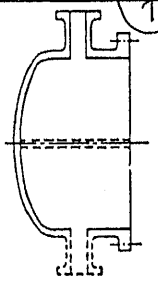
TIPOS CABEZAL FIJO

A



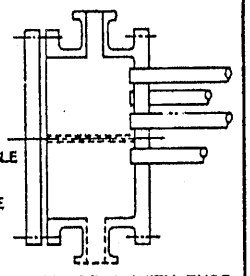
- Necesario para diámetros grandes
- Barato

B



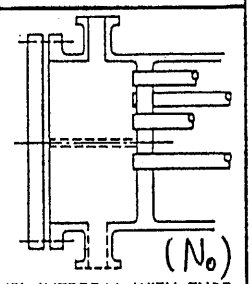
BONNET (INTEGRAL COVER)

C



CHANNEL INTEGRAL WITH TUBESHEET AND REMOVABLE COVER

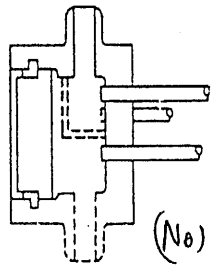
N



CHANNEL INTEGRAL WITH TUBESHEET AND REMOVABLE COVER

→ Totalmente fijo
→ barato

D

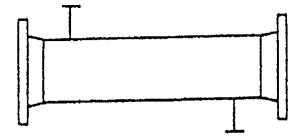


SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE

SHELL TYPES

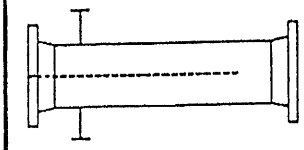
TIPOS CARCASA

E



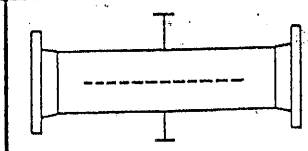
ONE PASS SHELL

F



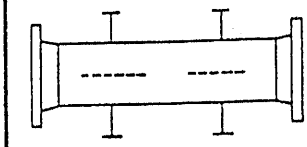
TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE

G



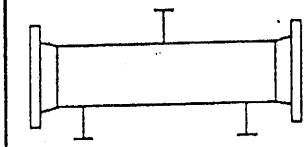
SPLIT FLOW

H



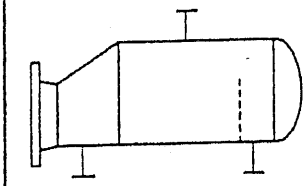
DOUBLE SPLIT FLOW

J



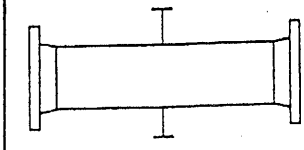
DIVIDED FLOW

K



KETTLE TYPE REBOILER
(parte generar vapor)

X



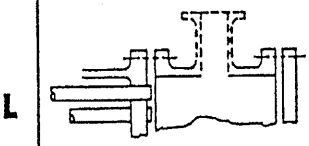
CROSS FLOW

DETRÁS (REAR END)

HEAD TYPES

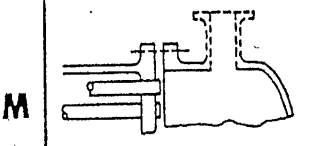
TIPOS CABEZAL

L



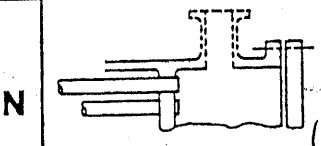
FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD

M



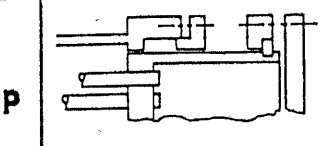
FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD

N



FIXED TUBESHEET LIKE "N" STATIONARY HEAD

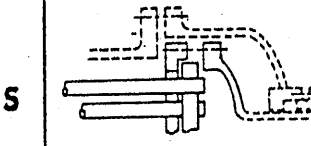
P



OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD

con estop
(No)

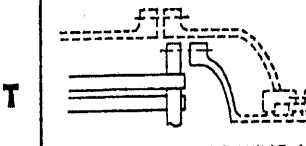
S



FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE

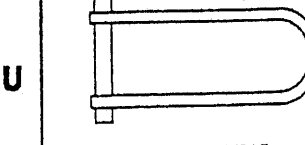
→ nº p
de p
(no
placas
partic

T



PULL THROUGH FLOATING HEAD

U

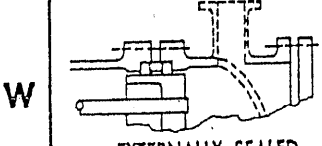


U-TUBE BUNDLE

- barato
- difícil limpia
- absorbe dilatac

con estop
(No)

W



EXTERNALLY SEALED FLOATING TUBESHEET

N-2 NOMENCLATURE OF HEAT EXCHANGER COMPONENTS

For the purpose of establishing standard terminology, Figure N-2 illustrates various types of heat exchangers. Typical parts and connections, for illustrative purposes only, are numbered for identification in Table N-2.

TABLE N-2

1. Stationary Head-Channel
2. Stationary Head-Bonnet
3. Stationary Head Flange-Channel or Bonnet
4. Channel Cover
5. Stationary Head Nozzle
6. Stationary Tubesheet
7. Tubes
8. Shell
9. Shell Cover
10. Shell Flange-Stationary Head End
11. Shell Flange-Rear Head End
12. Shell Nozzle
13. Shell Cover Flange
14. Expansion Joint
15. Floating Tubesheet
16. Floating Head Cover
17. Floating Head Cover Flange
18. Floating Head Backing Device
19. Split Shear Ring
20. Slip-on Backing Flange
21. Floating Head Cover-External
22. Floating Tubesheet Skirt
23. Packing Box
24. Packing
25. Packing Gland
26. Lantern Ring
27. Tierods and Spacers
28. Transverse Baffles or Support Plates
29. Impingement Plate
30. Longitudinal Baffle
31. Pass Partition
32. Vent Connection
33. Drain Connection
34. Instrument Connection
35. Support Saddle
36. Lifting Lug
37. Support Bracket
38. Weir
39. Liquid Level Connection

FIGURE N-2

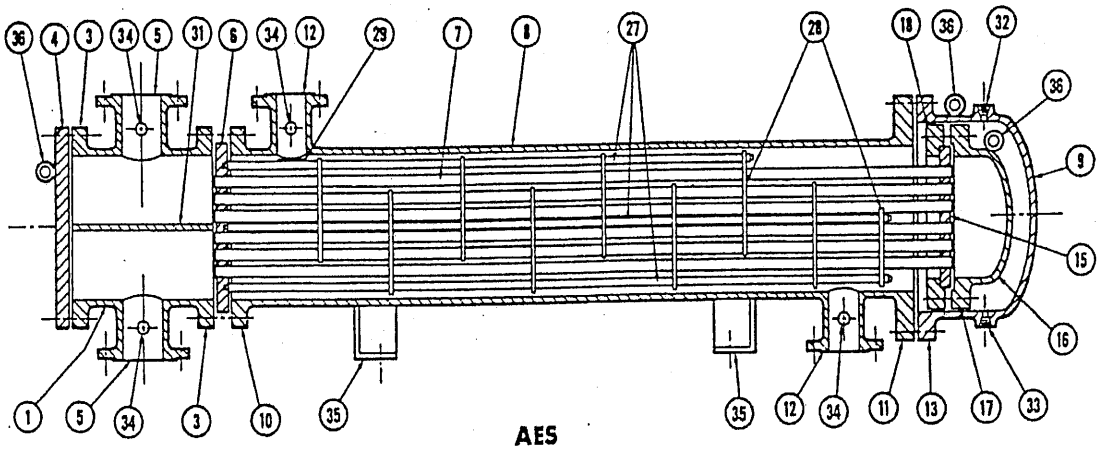
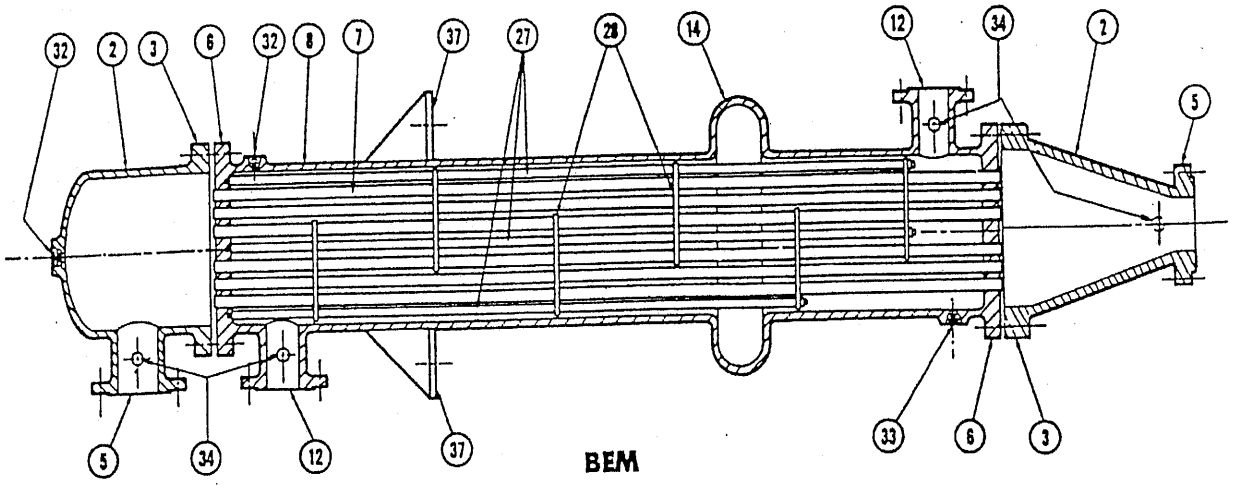
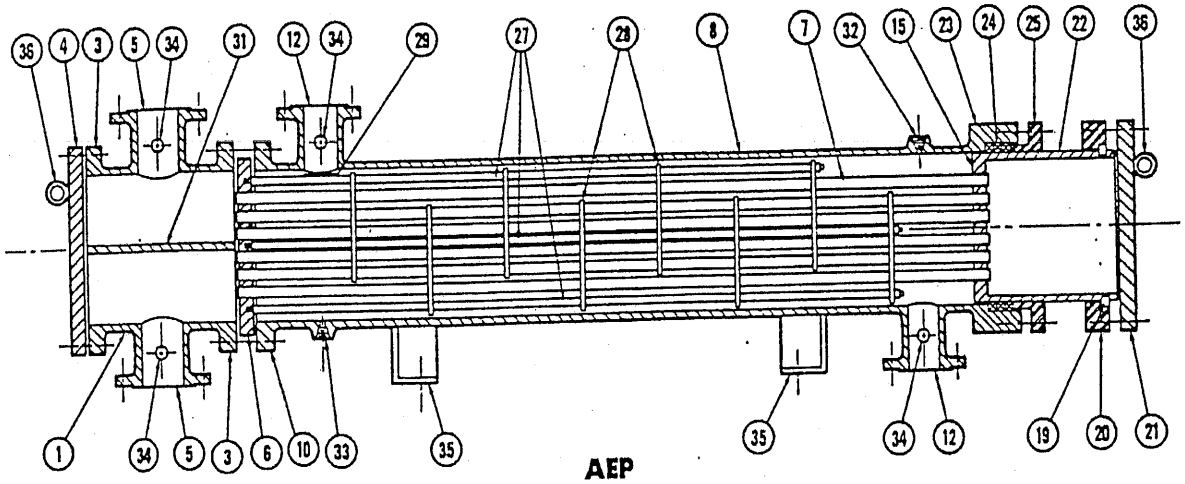


Figura 2.3.2: Componentes del cambiador





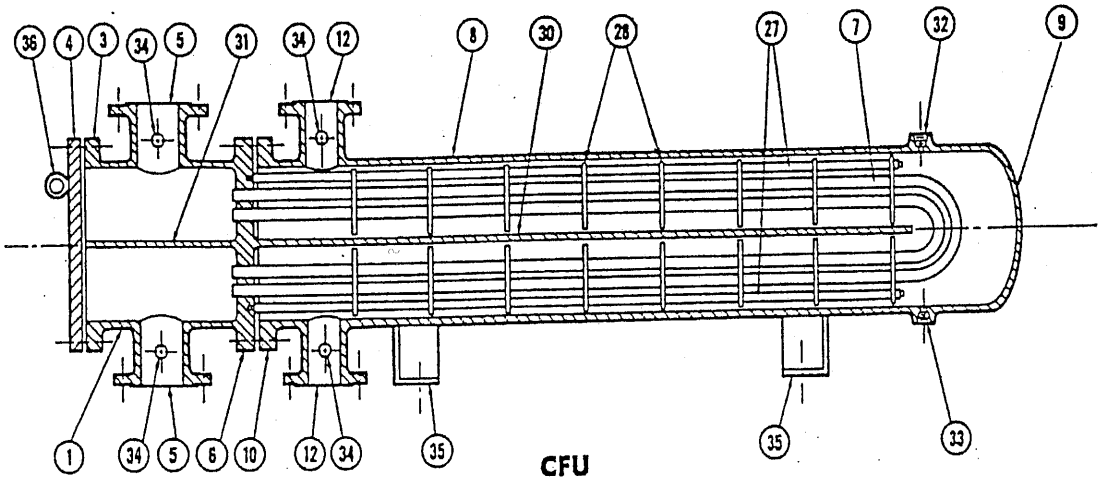
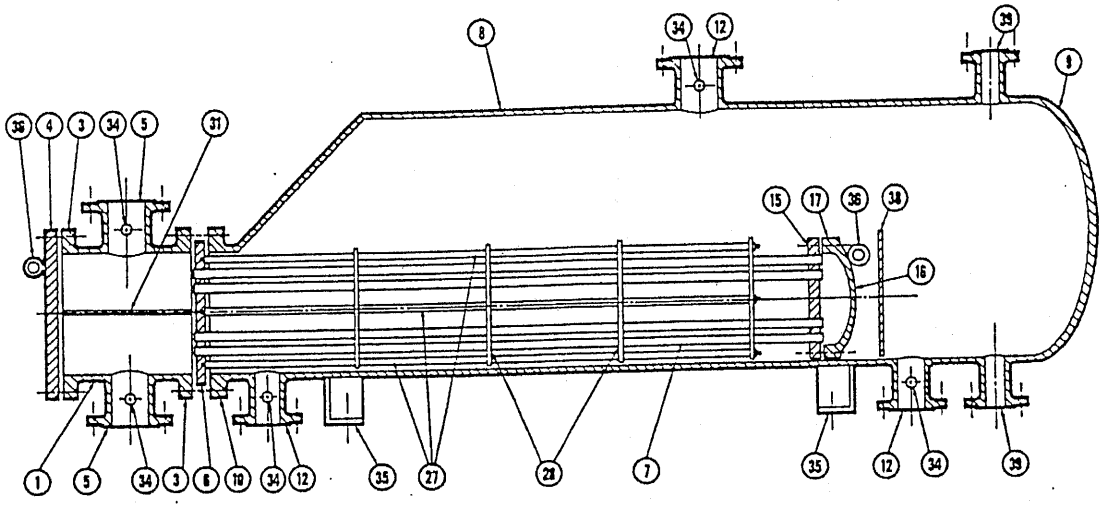
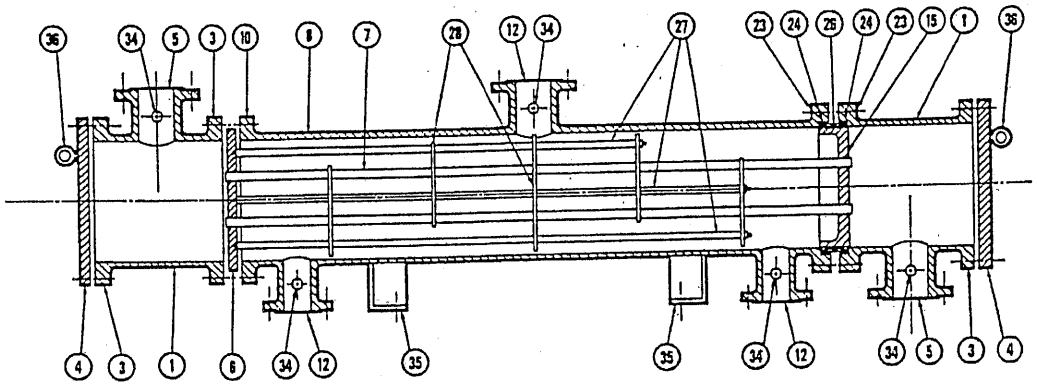


Figura 2.3.2: (Continuación)



AKT



AJW

Figura 2.3.2: (Continuación)

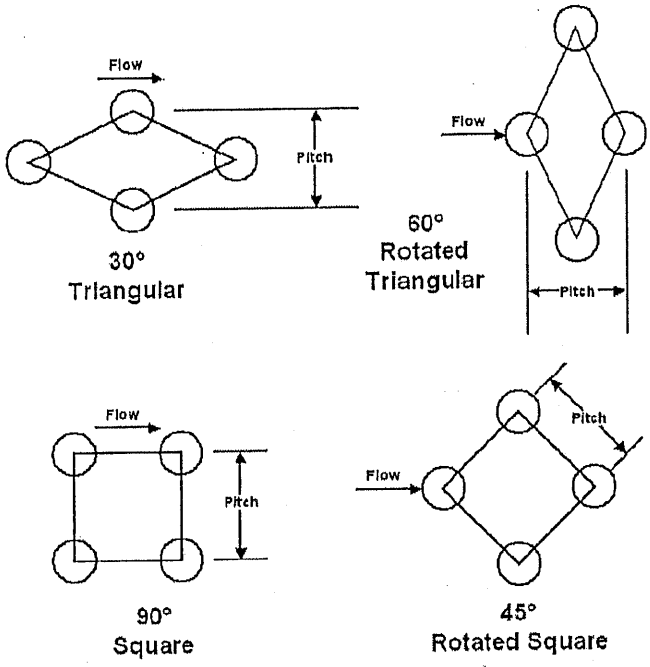


Figura 2.3.3. Disposición de tubos y pitch

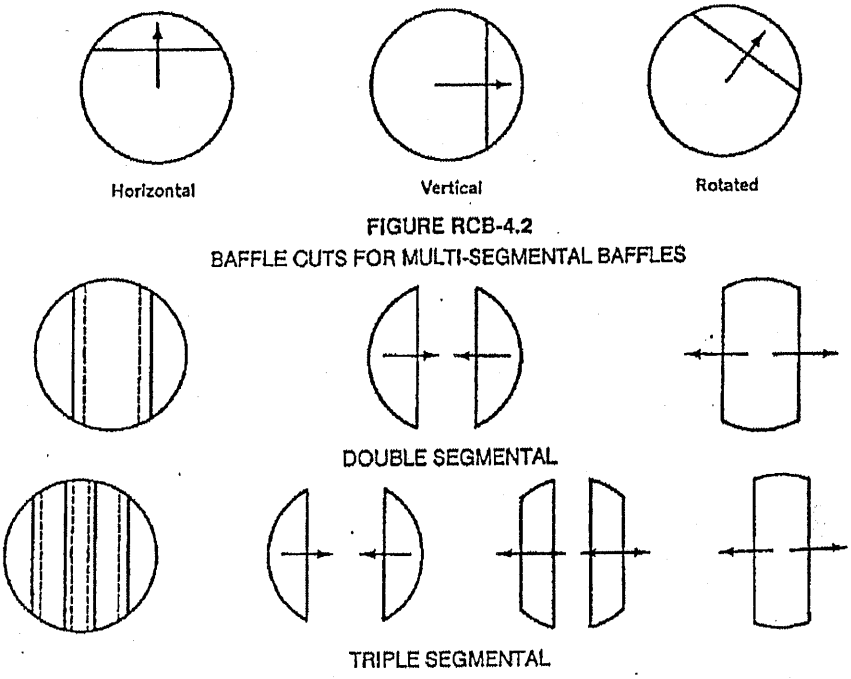


Figura 2.2.5. Corte en las pantallas deflectoras

TABLA 2.2.3

Diámetro y galgas de tubos usados en cambiadores de calor

BARE TUBE DIAMETERS AND GAGES			
O.D. Inchez	Copper and Copper Alloys	Carbon Steel, Aluminum and Aluminum Alloys	Other Alloys
	B.W.G.	B.W.G.	B.W.G.
¼	27	-	27
	24	-	24
	22	-	22
3/8	22	-	22
	20	-	20
	18	-	18
½	20	-	20
	18	-	18
5/8	20	18	20
	18	16	18
	16	14	16
7/8	18	14	16
	16	12	14
	14	10	12
	12	-	-
1	18	14	16
	16	12	14
	14	-	12
1 ¼	16	14	14
	14	12	12
1 ½	16	14	14
	14	12	12
2	14	14	14
	12	12	12

FIGURE G-5.2
HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET

1						Job No.	
2	Customer					Reference No.	
3	Address					Proposal No.	
4	Plant Location					Date	Rev.
5	Service of Unit					Item No.	
6	Size	Type	(Hor/Vert)			Connected In	Parallel Series
7	Surf/Unit (Gross/Eff.)		Sq Ft; Shells/Unit			Surf/Shell (Gross/Eff.)	Sq Ft
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT						
9	Fluid Allocation		Shell Side			Tube Side	
10	Fluid Name						
11	Fluid Quantity, Total	Lb/Hr					
12	Vapor (In/Out)						
13	Liquid						
14	Steam						
15	Water						
16	Noncondensable						
17	Temperature (In/Out)	°F					
18	Specific Gravity						
19	Viscosity, Liquid	Cp					
20	Molecular Weight, Vapor						
21	Molecular Weight, Noncondensable						
22	Specific Heat	Btu/Lb °F					
23	Thermal Conductivity	Btu Ft/Hr Sq Ft °F					
24	Latent Heat	Btu/Lb @ °F					
25	Inlet Pressure	Psig					
26	Velocity	Ft/S					
27	Pressure Drop, Allow./Calc.	Psi	/			/	
28	Fouling Resistance (Min.)						
29	Heat Exchanged		Btu/Hr; MTD (Corrected)				°F
30	Transfer Rate, Service		Clean				Btu/Hr Sq Ft °F
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL					Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)	
32			Shell Side	Tube Side			
33	Design/Test Pressure	Psig	/	/			
34	Design Temperature	°F					
35	No. Passes per Shell						
36	Corrosion Allowance	In.					
37	Connections	In					
38	Size &	Out					
39	Rating	Intermediate					
40	Tube No.	OD	In.;Thk (Min/Avg)	In.; Length	Ft; Pitch	In. ◁ 30 ◁ 60 ◁ 90 ◇ 45	
41	Tube Type			Material			
42	Shell	ID	OD	In.	Shell Cover		(Integ.) (Remov.)
43	Channel or Bonnet				Channel Cover		
44	Tubesheet-Stationary				Tubesheet-Floating		
45	Floating Head Cover				Impingement Protection		
46	Baffles-Cross	Type			% Cut (Diam/Area)	Spacing: c/c	Inlet In.
47	Baffles-Long				Seal Type		
48	Supports-Tube		U-Bend		Type		
49	Bypass Seal Arrangement				Tube-Tubesheet Joint		
50	Expansion Joint				Type		
51	ρv²-Inlet Nozzle		Bundle Entrance		Bundle Exit		
52	Gaskets-Shell Side				Tube Side		
53	-Floating Head						
54	Code Requirements				TEMA Class		
55	Weight/Shell		Filled with Water		Bundle		Lb
56	Remarks						
57							
58							
59							
60							
61							

Figura 2.3.3: Hoja de especificación de cambiadores TEMA

3. GEOMETRIA DEL CAMBIADOR

3.1. Dominio de aplicación del tema

Sólo a intercambiador de carcasa y tubo, no a aerorrefrigerantes.

Se aplica preferentemente a intercambiadores que no exceden:

- Diámetro carcasa 60 in = 1524 mm
- Diámetro carcasa x presión de diseño = 60.000 in xpsi = 107m x kg/cm^{2}g
- Presión de diseño psi 3000 = 211 kg/cm^{2}g

razón:

- no sobrepasar el espesor de pared de 2" = 50.8 mm
- no sobrepasar el diámetro de pernos de 3" = 76.2 mm

No obstante en la sección 10 se dan recomendaciones para intercambiadores que sobrepasan esos límites hasta un límite de:

- Diámetro carcasa 100 in = 2540 mm
- Condiciones que lleven a espesores "razonables"

Se aplica a intercambiadores en:

- Industria del refino y procesos relacionados (TIPO R)
- Aplicaciones de requerimientos moderados y procesos generales (TIPO C)
- Servicios químicos (TIPO B)

Los requerimientos mecánicos para estos tipos (y por lo tanto su precio) se atenúan desde el TIPO R al B. (Se debe utilizar siempre TEMA R).

El código de aplicación para el diseño mecánico que establece es el ASME Sección VIII, Div. 1 y códigos locales. Es decir aquellos puntos no precisados por TEMA (por ejemplo máximo diámetro de las conexiones con relación al diámetro de la carcasa) deben consultarse con el ASME y otros códigos locales.

3.2. Recomendaciones mecánicas del tema

Establece recomendaciones que afectan al diseño de proceso, mecánico y fabricación.

De tipo mecánico: (formarían parte del diseño mecánico/inspección)

- Tolerancias de fabricación (Sección 2.F)
- Inspección, planos y garantías (Sección 3.G)
- Instalación, mantenimiento y operación (Sección 4.E).

En este apartado aparecen recomendaciones que afectan a la sección de procesos en:

- Razones del fallo operacional del intercambiador (E.1) (define posibles causas). Limpieza de intercambiadores (E.2.2 y E.4.3) Tuberías y conexiones: (E.2.3) TEMA recomienda:

a) válvulas y bypass en el sistema de tuberías para inspección y reparación.
b) Conexiones para pruebas (pozos para termómetros y conexiones para manómetros).
c) Venteos y drenajes.
d) Instalación de tuberías que eviten vibraciones.
e) Válvulas de seguridad según código ASME.

- Operación: Arranque y parada para evitar choques térmicos (E.3)
- Vigilancia del factor de ensuciamiento.

- Construcción de cabezales flotantes, juntas, cálculo de espesores de placas tubulares, elementos flexibles en carcasa, cubiertas, tapas, bridas y tornillos (Sección 5).
- Vibraciones (Sección 6)

3.3. Recomendaciones para diseño del tema

3.3.1. Condiciones de diseño y pruebas (Sección 5. RCB 1 .3)

Presiones de diseño: Según define el comprador (ingeniería básica).
Presiones de prueba:

Hidráulica

Presión prueba = 1,5 x presión de diseño corregido por temperatura ó código aplicable
Es posible con agua u otro líquido.

Neumática

Cuando no se pueda utilizar líquidos se puede utilizar aire, teniendo en cuenta que es arriesgado hacer la prueba con aire.

Presión de prueba = 1,2 x presión de diseño corregido por temperatura.

Temperaturas de diseño: Según defina el comprador (ingeniería básica).

Establece: "La temperatura de diseño de las partes del intercambiador sujetas a las temperaturas diferentes de dos fluidos será la temperatura promedia de las partes bajo las condiciones de operación excepto si el comprador específica otra temperatura. Se tendrán en cuenta los factores como los coeficientes de transferencia y las áreas relativas en contacto con los dos fluidos".

3.3.2. Sobreespesor de corrosión

a) Para CS, salvo donde se indica

Tabla 3.3.1

	Tipo R	Tipo C	Tipo B
a) Salvo. donde se indica	1 / 8" = 3 mm	1/16" =1.5 mm	1/16" =1.5 mm
Cabezal flotante interior	Paredes mojadas salvo superficies de las juntas	Idem. Tipo R	Idem. Tipo R
Placas tubulares	Paredes mojadas salvo zona de juntas y ranuras en la placa tubular.	Idem. Tipo R	Idem. Tipo R
Bridas exteriores	Sólo parte interior	Idem. Tipo R	Idem. Tipo R
Tubos, tornillos, etc.	No sobreespesor	Idem. Tipo R	Idem. Tipo R
b) Fundición CI	1 / 8" = 3 mm	1/16"=1.5mm	1/16" =1.5 mm

3.3.3. Limitación en el uso de la fundición (CI)

Tipo R = Hasta 150 psi (10.5 kg/cm^{2}g) y sólo para agua
Tipo C/B = hasta 150 psi (10.5 kg/cm^{2}g) y para productos no letales o inflamables.

3.3.4. Número de paso lado tubos

TEMA no fija el número de pasos lado tubos, pero lo normal es tener de 2 a 16 pasos por tubos. El aumento del número de pasos por tubos supone un aumento de la complejidad del intercambiador, no siendo aconsejable llegar a 16 pasos por tubos.

El número de pasos por tubos lo define la velocidad mínima del fluido para evitar depósitos (fouling). Para el agua una velocidad mínima de 1.4 m/seg es recomendable (mínima posible según Clientes 0.7 m/seg).

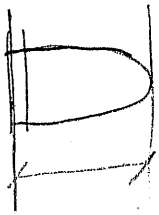
3.3.5. Tubos

Pueden ser lisos, en U y aleteados (low-finned)

Nota. Los tubos aleteados en intercambiadores de calor son diferentes a los de los aero-refrigerantes en el número de aletas por unidad de longitud y en la altura de aletas (mayor número de aletas por unidad de longitud y menor altura en los intercambiadores de carcasa y tubos.

a) Longitud de tubos

- La longitud en tubos rectos es la longitud total actual.
- La longitud en tubos en U es la longitud recta desde el final del tubo a la línea tangente de los codos.



TEMA da como longitudes más comunes

Long. (pulg.)	Long. (mm.)
96	2440
120	3050
144	3660
192	3660 4880
240	6100

Pero pueden darse otras.

b) Diámetro y galga de los tubos

TEMA da una lista de los diámetros más comunes y sus galgas (ver tabla 2.2.4)

Los más utilizados son 3/4" y 1 " con galga BWG 14 para acero carbono y galga BWG 14 y 16 para el acero aleado.

3.3.6. Disposición de tubos

Los tubos se disponen a 30° (triangular), 60° (triangular rotado), 90° (cuadrado) y 45° (cuadrado rotado) (ver figura 2.2.1).

La disposición de tubos a 90° suele emplearse cuando el haz es extraible para limpiar mecánicamente los tubos exteriormente, en cuyo caso debe de ser continua el área libre entre tubos según TEMA.

Según TEMA no se debe emplear a 30° (triangular) o a 60° (triangular girado) si se limpia el lado carcasa con medios mecánicos.

3.3.7. Paso (pitch)

La distancia mínima entre centros de tubos es de 1.25 veces el diámetro exterior del tubo y en el caso de especificar limpieza mecánica de tubos el espacio mínimo entre tubos debe de ser de:

Tipo R	¼" (6.mm)
Tipo B y diám. Mayor de 12in	¼" (6 mm)
Tipo B y diám. Igual o menor de 12in	3/16" (5 mm)

Para el tipo C se admite un paso de 1.2 veces el diámetro exterior del tubo. para tubos de 5/8" o menos y cuando los tubos se expanden solamente en la placa tubular (ver figura 2.2.1).

Nota. El valor normal que se toma es de 1.25. En caso de problemas de vibraciones el aumento del paso mejora el problema.

3.4. Recomendaciones para diseño del tema lado carcasa

3.4.1. Diámetros y espesores de carcasas

TEMA sólo fija los límites superiores del diámetro tal como se indica anteriormente HTRI fija unos diámetros interiores standard y espesores mínimos (ver tabla 3.3.5), aunque como se ha dicho antes los diámetros a partir de 14" pulgadas se fabrican de chapa curvada y diámetro el que convenga por cálculo térmico.

A título de orientación se incluye los espesores mínimos de carcasa según TEMA (ver tabla 3.3.6 y 3.3.7).

3.4.2. Placas deflectoras (Baffles)

Provocan el cambio de dirección del fluido en el lado carcasa y pueden ser:

- Segmentados (horizontal, vertical, rotados)
- Multisegmentados (doble y triple segmentados)
- Segmentados sin tubos en la ventana (NTIW)
- Ninguno.

(Ver figura 3.3.2)

El uso de cada uno de de estos tipos depende de la caída de presión en el lado carcasa (segmentado, o multisegmentado), de condensaciones o no en el lado carcasa (horizontal, vertical, rotado) y de consideraciones de vibraciones (sin tubo en ventana). En cambiadores cortos y en caso de condensaciones de vapor, puede no necesitarse placas deflectoras.

Holguras para el paso de tubos

Los agujeros para el paso de los tubos en las placas están definidos en el TEMA pero si aparecen condiciones de pulsación pueden reducirse (1 /32" ó 1 /64" sobre el diámetro de los tubos según distancia entre placas).

Espaciado máximo entre placas deflectoras

Lo normal según TEMA es que las placas deflectoras no se espacien menos de 1 /5 del diámetro interior de la carcasa o 2 pulgadas (50 mm) tomando la cifra mayor. Pero diseños especiales pueden, según TEMA, reducir estas distancias (1 /5 del diámetro es un buen dato inicial).

El espaciado máximo lo fija el TEMA según el material de los tubos y su diámetro según tabla 3.3.8

NOTA: HTRI recomienda no pasar del 0.8 del valor máximo del TEMA.

Otras recomendaciones del TEMA sobre el espaciado de pantallas son:

- Deben de estar uniformemente espaciadas. En caso de no ser posible las pantallas próximas a la placas tubulares o finales de la carcasa se pondrán lo más próximas a las boquillas. El resto de las pantallas irán normalmente espaciadas.

- Placas soportes o pantallas deflectoras próximas a los codos de los tubos en U deben de colocarse de tal forma que la suma del diámetro del codo más la longitud recta medida a lo largo de las dos partes desde los soportes a la línea de tangencia de los codos no sobrepase la longitud máxima. Si no es posible hay que soportar los codos.

- En el caso de vibraciones los vanos no soportados deben de ser lo más cortos posibles compatibles con la caída de presión. Se pueden buscar alternativas a la disposición de flujo que permita menores vanos cumpliendo la restricción de la caída de presión.

Corte en las pantallas deflectoras

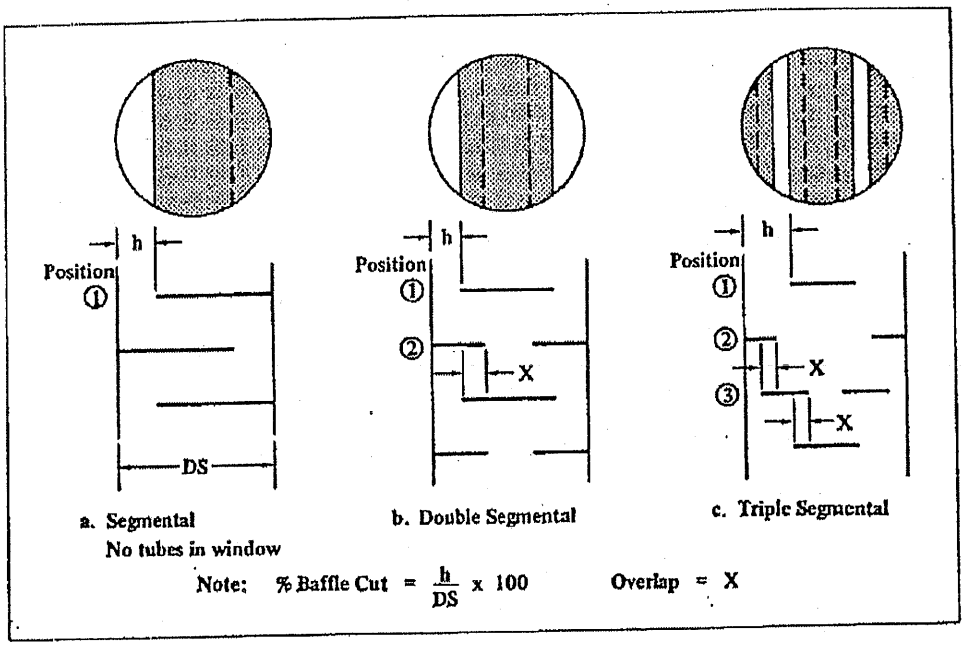


FIGURE C6-2 Baffle Types and Relationship to Cut

Figura ¿????? 3.3.2

Para baffles segmentales, con las consideraciones anteriormente expuestas de espaciado se puede relacionar este con el porcentaje de corte según la siguiente tabla.

L/D	H/D
1	0,46
0,7	0,34
0,5	0,25
0,33	0,20
0,25	0,16
0,2	0,16

Tabla 3.3.9

Tipo pantalla	Tipo de corte	
	Máximo	Normal
Segmental	49%	HTRI Fig. C6.3 (-20%)
Doble segmental	30%	Solape mínimo 1 fila de tubos Normal 2 filas de tubos
Triple segmental	40%	-
Segmental sin tubos en ventana	30%	15%

3.4.3. Chapa de choque (Impingment Plates)

Para prevenir o reducir la erosión en el haz tubular en las áreas de entrada y salida TEMA recomienda.

a) Colocar una chapa de choque u otro medio para proteger los tubos cuando a la entrada se excede el valor de densidad x velocidad al cuadrado (ρV^2) de:

1500 lb/cuft^3 x (ft/s)^2 para fluidos no corrosivos, no abrasivos y una sola fase. 500 lb/cuft^3 x (ft/s)^2 para el resto de fluidos y líquidos a su temperatura de ebullición.

b) No se debe de pasar de: 4000 lb/cuft^3 x (ft/s)^2 en ningún caso.

c) En el lado tubos se precisan sistemas especiales en entradas axiales si se pasa de 6000 lb/cuft^3 x (ft/s)^2.

3.4.4. Otras Pantallas

a) Placas soportes de tubos. No son placas deflectoras y sólo buscan reducir los vanos no soportados de tubos para reducir vibraciones. No alteran ni el funcionamiento hidráulico ni el térmico.

Para carcasas tipo X son placas circulares llenas.

Para pantallas segmentadas sin tubos en ventana, son placas que llevan cortes en cada lado.

No se utilizan en pantallas multisegmentadas y ocasionalmente en las segmentadas (en las zonas finales).

También existen otros sistemas para evitar vibraciones tales como pantallas y cajas (varillas) anti-resonante y distribuidores auxiliares a la entrada y salida del lado carcasa:

b) Sistemas de sellado. Para reducir las derivaciones de flujo (by-pass) y mejorar la eficacia térmica se utilizan:

- Bandas de cierre (Seal strips)
- Varillas
- Tubos cerrados

3.4.5. Conexiones

TEMA no establece diámetros para las conexiones de los fluidos de proceso pero sí establece las conexiones auxiliares:

- Venteo y drenaje (3/4").
- Conexiones de presión para:

  - Tipo R y conexiones igual o mayor que 2" de 3/4"
  - Tipo B y conexiones igual o mayor que 2" de 1 /2"
  - Tipo C.....no se precisa

  salvo condiciones especiales que permiten eliminarlas.

- Conexiones de temperatura para:

  - Tipos R y B y conexiones igual o mayor que 4" .... de 1 "
  - Tipo C .....No se precisa

  salvo condiciones especiales que permitan eliminarlas.

HTRI establece los siguientes criterios de velocidad en su programa XIST:

El procedimiento de cálculo de los diámetros de tubuladuras en XIST obedece a los siguientes criterios:

. Si se ha introducido el dato de la máxima pérdida de carga admisible el programa procede como sigue:

- para vapor y 2 fases considera 12,5% de la ΔP permitida por tubuladura.
- para liquido el 5% de ΔP permitida por tubuladura.

. Si no se ha introducido el dato de la máxima pérdida de carga admisible.

- para vapor y 2 fases, considera 25% de la máxima velocidad permitida (20% de la velocidad acústica).

- para líquidos, calculará con (0,5 psi) 0,035 kg/cm^2 los tamaños que considera XIST, a menos que se introduzca el valor, son las que aparecen en esta tabla:

Nozzle Inside Diameters							
mm	in	mm	in	mm	in	mm	in
26.64	1.049	154.05	6.065	387.35	15.520	641.35	25.250
52.55	2.069	205.00	8.071	438.15	17.250	742.95	29.250
77.93	3.068	257.28	10.129	488.95	19.250	844.55	33.250
102.26	4.026	307.09	12.090	539.75	21.250	895.35	35.250
128.19	5.047	336.55	13.250	590.55	23.250	1041.40	41.00

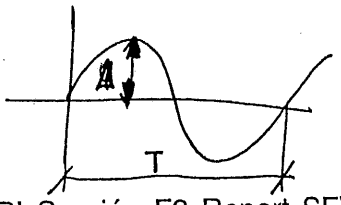
y como valores máximos para tubuladura de carcasa:

. carcasas de 1 paso: 90% del diámetro interior de la carcasa.
. carcasas de 2 pasos: 80% del diámetro interior de la carcasa.

y para las tubuladuras del lado tubos; dependiendo del número de pasos 4 del diámetro interior de la carcasa.

Nº pasos por tubo	1	2	3	4	6	8	10	12	14	16
% DI carcasa	90	80	70	50	47	44	41	58	35	32

$f = \frac{1}{T}$



4. VIBRACIONES

Referencias: TEMA Sección 6 HTRI Sección F3 Report SFV-1, Report STV-2 Book IB IST Sección C7

Las vibraciones son un problema potencial serio en los intercambiadores que hay que resolver en la fase de diseño. Se generan en el lado carcasa y pueden ocurrir con flujos en una y dos fases.

HTRI en su sección F3 y el TEMA indican que el fenómeno de vibraciones es complejo y no se puede predecir en forma exacta.

Hay dos fenómenos que contribuyen a las vibraciones:

- Excitación de los tubos en su frecuencia natural con posibilidad de rotura de tubos. La más baja frecuencia depende principalmente de la distancia entre soportes.

- Excitación de la cavidad del lado carcasa a su frecuencia acústica con producción de ruido y que depende principalmente de la velocidad del sonido en el lado carcasa y del diámetro de la carcasa.

Las vibraciones dependen de la velocidad del fluido en el lado carcasa y de la geometría de los flujos de corriente. Por encima de una velocidad crítica son altamente probables y con ello los daños mecánicos.

Cuando la frecuencia de excitación está suficientemente por debajo de la frecuencia natural o la frecuencia acústica no tiene lugar vibraciones.

SIN EMBARGO EL DAÑO PRODUCIDO POR LAS VIBRACIONES DEPENDE DE LA AMPLITUD DE OSCILACION. Puede darse vibraciones con improbabilidad de existir daños.

4.1.1. Efectos que Provocan las vibraciones

Siempre que las amplitudes de oscilación adquieran cierto valor puede darse:

- Disminución de espesor de tubos y/o rotura de tubos por choque entre tubos entre sí y la carcasa. Rotura en el centro del vano.
- Disminución de espesor de tubos y/o rotura de tubos por el impacto de los mismos con los orificios de paso de tubos en las placas deflectoras. Rotura según material y espesor de las placas deflectoras.
- Fuga o rotura de tubos junto a la placa tubular.
- Propagación de defectos mecánicos que pudieran tener los tubos y/o fatiga.
- Excesivo ruido.
- Aumento de la caída de presión (hasta valores dobles de los normal).

↳ difícil de calcular

4.1.2. Zonas de riesgo

Puede haber fallo en cualquier zona de los tubos pero las localizaciones preferentes son en los vanos de los tubos y/o en las regiones de alta velocidad de flujo y en especial:

Con tubos en U: los codos más externos (menor frecuencia natural.)

Conexiones de entrada y salida de fluio: Placas de choque, los tubos más externos y conexiones de bajo diámetro restringen el flujo y crean velocidades locales altas produciendo vibraciones.

Zonas no soportadas de tubos junto a las placas tubulares. Zonas de entrada y salida con altas velocidades locales y baja frecuencia natural.

Tubos localizados en las ventanas de las placas deflectoras (mayor longitud de vano sin soportar).

Obstrucciones al flujo; varillas, placas de cierre (sealing strips) y placas de choque crean zonas de alta velocidad que pueden iniciar la vibración.

4.1.3. Variables más importantes en los Problemas de vibración

- Frecuencia natural de los tubos.
- Frecuencia acústica lado carcasa
- Velocidades en el lado carcasa
  - Flujo cruzado
  - Flujo paralelo
- Frecuencias inducidas por el flujo lado carcasa
- Amortiguación

4.1.4. Frecuencia natural de vibración de los tubos

La frecuencia natural de los tubos puede ser excitada bajo variedad de condiciones. HTRI y TEMA calculan el primer modo o frecuencia natural de tubos rectos con un haz tubular suponiendo una viga simple y uniforme con los extremos fijados en las placas deflectoras, placas soportes o en la placa tubular.

Aunque un tubo tiene una sola frecuencia natural, HTRI calcula la frecuencia natural en varias zonas a lo largo del tubo tomando la longitud de cada vano.

a) Tubos lisos

Nos interesa ↑ la frecuencia al máx

Siguiendo el TEMA la frecuencia natural de un tubo liso toma la forma (TEMA Sección 6).

$$fn = \text{factor}\cdot C\frac{A}{L_{vano}^2}\left[\frac{E\,I}{W}\right]^{1/2} = \text{ciclos/segundo}$$

En donde:

Factor: factor de conversión según unidades empleadas

Para TEMA (l en pulgadas, E en psi, W en lb/ft, I en pulg^4, y valores de C según Sección 6, Tabla V-5.3) factor = 10,838

Para HTRI (W en lb/in, y valores de C según C7, 1-3) factor = 0,971

C: Constante que depende de la región (entrada, salida y central), de la longitud no soportada en la zona final.

Para la zona central: C varía según sigue (HTRI)

(Span) → distancia entre

Nº de vanos	C
1	72.36
2	49.59
3	40.52
4	37.04
6	34.32
8-10	33.02
≥ 17	31.73

Para la zona final (entradas y salidas) la constante depende de la relación (r) entre la longitud del vano final y la longitud del vano central. Si r ≤1.3 el valor de C es igual al de la zona central; en caso contrario (r > 1.3) se aplica

$$C = 53\ r^{0.14}$$

(Nota.- Aumentando el número de placas deflectoras disminuye el valor de C, es decir disminuye la frecuencia natural por este concepto. No obstante, como luego se verá, el efecto se ve solidamente compensado por la disminución de la longitud del vano).

A.- factor multiplicador para tener en cuenta posibles fuerzas axiales sobre los tubos (compresión o expansión) que dependen del tipo de unión, temperatura de operación y presiones en el lado tubo y carcasa. El programa de HTRI permite introducir en el cálculo estos esfuerzos si se conoce su valor y dirección; en caso contrario no los considera.

(Nota.- en general no se consideran estos esfuerzos. Consultar en el departamento mecánico en caso de duda).

I: Momento de inercia.

$$I = \frac{\pi}{64}\left(d_{ext}^4 - d_{int}^4\right) \quad (pulg^4)$$

W: masa efectiva = W metal + W fluido interior + W fluido exterior desplazado

$$W_{metal} = \frac{\pi}{4}\left(d_{ext}^2 - d_{int}^2\right) x\, dens.metal$$

$$W_{fluido\ interior} = \frac{\pi}{4} d_{int}^2\ x\, densidad\ fluido\ interior$$

$$W_{fluido\ exterior} = \frac{\pi}{4} d_{ext}^2\ x\ densidad\ fluido\ exterior\ x\, ka$$

Ka = factor de corrección para la masa exterior (masa actual) según figura V-7.1.

Nota.- Un aumento de la masa efectiva supone una disminución de la frecuencia natural, por lo que el efecto de masa añadida por el fluido exterior será mayor a menores relación del paso (pitch)

E: módulo de elasticidad del material del material del tubo a la temperatura de la pared (psi).

L: Longitud del vano no soportado (pulgadas). (Importante) .

TEMA considera la distancia entre pantallas deflectoras o entre placa tubular y pantalla deflectora.

HTRI toma diferentes longitudes según zona del intercambiador y tipo de pantalla deflectoras. Siguiendo la nomenclatura de HTRI.

Lbe = distancia entre pantallas deflectoras en la zona final (entrada o salida).

Lbc = distancia entre pantallas deflectoras en la zona central.

Ns = número de pantallas soportes en el espacio entre pantallas deflectoras.

La longitud no soportada que considera HTRI es:

Tipo	Longitud no soportada	
	Zona final	Centro
Pantallas segmentadas	Lbe + Lbc	2Lbc
Doble segmental	Lbe + Lbc	2Lbc
Triple segmental	Lbe + 2Lbc	3Lbc
No tubos en ventana (NTIW)	Lbe/1+Ns	Lbc/1+Ns
Carcasas X	-	Lbc/1+Ns

b) Tubos en U. Según TEMA

$$fn = 68.06 \times \frac{Cu}{R^2}\left(\frac{EI}{Wo}\right)$$

En donde R es el radio del eje de la curva más exterior

Cu = constantes según Tabla V5.3 y figuras relacionadas.

En este caso el factor principal es el Radio de curvatura exterior relacionado con el diámetro del haz.

HTRI dispone del programa VIB para el cálculo riguroso de los tubos en U con soportes intermedios.

En el caso de tubos en U la zona que más presenta problemas de vibraciones es en la zona de curvatura que se puede resolver añadiendo pantallas soportes.

c) Tubos aleteados

Cambia el momento de inercia según el diámetro exterior de la aleta (d_{ext} aleta) en vez del diámetro exterior del tubo, siendo el diámetro exterior.

$$d_{ext} = d_{int} + 1{,}08\ (d_{raiz\ tubo} - dint)$$

Así mismo HTRI corrigue la masa efectiva considerando las aletas.

De las variables que intervienen en la frecuencia natural, frecuencia que servirá de comparación con las frecuencias de vibración para deducir si existe o no, posibilidad de vibración, es la separación de entre pantallas deflectoras el factor más influyente pues depende inversamente del cuadrado de esta distancia.

Aumentar la frecuencia natural supone reducir vibraciones y la primera medida a tomar en caso de problemas de vibraciones será no poner tubos en ventana (NTIW), luego aumentar el número de pantallas deflectoras o añadir pantallas soportes.

4.1.5. Frecuencia acústica lado carcasa

Depende de la geometría del haz y la carcasa y de la velocidad de los gases o vapores por el lado carcasa. Con líquidos la velocidad del sonido es suficientemente elevada como para que no aparezcan problemas.

$$f_a = \frac{m\ V_a}{2\ Y}$$

m = número de modos - 1 (m = 1, 2, 3...)
Va = velocidad del sonido en el fluido
Y = dimensión entre paredes reflectantes (normalmente el diámetro de la carcasa)

TEMA establece:

$$f_a = \frac{483.2\left(\frac{P_s}{\rho_o}\right)^{1/2}}{W}$$

P_s = Presión de operación lado carcasa (psia)
ρ_o = densidad del fluido de la carcasa (lb/ft^3)
w = distancia entre paredes reflectantes (pulg)

HTRI adoptó en 1996 la siguiente fórmula:

$$f_a = C_{a1} \times \frac{V_a}{2D_s}$$

V_a = velocidad sónica
D_s = diámetro carcasa
P = presión (psia)

$$Va = C_{a1} \times C_{a2} \times \sqrt{\frac{Z \times \frac{Cp}{Co} \times g_{cP}}{\rho o \times (1+\sigma)}}$$

Siendo σ un factor de corrección por el volumen de carcasa ocupada por tubos

$$\sigma(\text{tubos a } 90^{\circ}) = \frac{0.785}{(\text{pitch ratio})^2}$$

Pitch ratio = Paso/diam.Ext.

$$\sigma(\text{tubos a } 30^{\circ}, 45^{\circ}, \text{ y } 60^{\circ}) = \frac{0.906}{(\text{pitch ratio})^2}$$

C_{a1} y C_{a2} son factores de corrección que tiene en cuenta la presencia de tubos.

La frecuencia acústica depende principalmente del diámetro de la carcasa (disminuyendo cuando se aumenta) y la velocidad del sonido en el lado carcasa (disminuyendo cuando se disminuye la temperatura y se aumenta el peso molecular del gas).

4.1.6. Velocidades en el lado carcasa en el análisis de vibraciones

Las velocidades en el lado carcasa no son uniformes debido a las variaciones en la distribución del flujo y en cambios de dirección. Los criterios para seleccionar las velocidades apropiadas son controvertidos y la predicción de los valores actuales inciertos.

HTRI considera las siguientes velocidades para el cálculo de vibraciones:

Variable	Definición
Vcros	Velocidad flujo cruzado en el haz de la fracción de la corriente B (área entre la separación de tubos perpendicular a la dirección general del flujo). Se utiliza para la predicción de las frecuencias de las vibraciones y su amplitud.
Vbst	Velocidad flujo cruzado promedio basado en el mínima área de flujo. Esta velocidad es la interviene en el cálculo técnico de la caída de presión. La comparación de esta velocidad con la velocidad crítica se emplea para determinar la inestabilidad fludoelástica.
Vbaft	Velocidad flujo cruzado en el extremo de las pantallas deflectoras (baffel tip). Inestabilidad fluido elástico.
Vwind	Velocidad del flujo paralelo en el área abierta de las placas deflectoras (incluye todos los flujos menos la corriente A). La velocidad del flujo paralelo en el área abierta (Vwind) no suele presentar problemas serios de vibración.

4.1.7. Mecanismos que inducen la vibración

a) Formación de torbellinos (Vortex shedding) detrás de los tubos por el flujo perpendicular a los mismos (Fig. IST F-56). Estos torbellinos producen fuerzas alternativas que tienen lugar con más frecuencia si se aumenta la velocidad.

La frecuencia de formación de torbellinos está ligada al número de Strouhal (S) según:

$$f_s = \frac{12\,SV}{d_o}$$

f_s = frecuencia (ciclos/segundo)
V = velocidad flujo cruzado (ft/s)
S = número de Strouhal
d_o = diam. Exterior tubos en pulgadas (diam. de la raíz de las aletas en tubos aleteados).

Valores del número de Strouhal se dan en el TEMA y en HTRI.

Fig. TEMA 1 1.2A y 1 1.2B / Fig. C7.1-4 HTRI

Tomando el ejemplo del IST:

- No coger 60° y 45° distribución
- Pasar de 3/4" a 1". (Además mejoramos frecuencia natural)

C7.1.6.1 Vortex-Shedding Frequencies, continued

layout arrangements found in shell-and-tube heat exchangers. The vortex shedding frequency, f_{vs}, is given by

$$f_{vs} = C_{a1} \frac{S_{Chen} V_{cros}}{D_o} \qquad \text{(C7.1-14)}$$

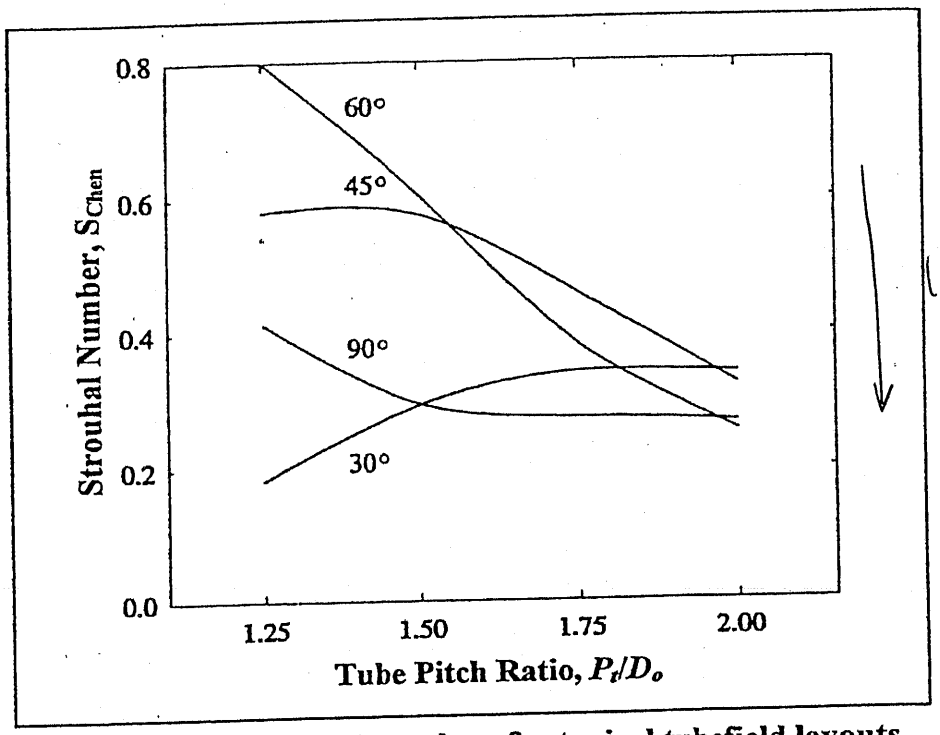


Figure C7.1-4. Strouhal numbers for typical tubefield layouts.

C7.1.6.2 Turbulent Buffeting

Random turbulence can excite tubes into vibration at their natural frequency by selectively extracting energy from a highly turbulent flow of gas across the bundle. Owen [4] empirically predicted the central dominant frequency. The following empirical equation is based on tests with gases only.

$$f_{tb} = \frac{C_{a1}}{C_t} \frac{V_{cros} D_o}{\ell t} \left[3.05 \left(1 - \frac{D_o}{C_t t} \right)^2 + 0.28 \right] \qquad \text{(C7.1-15)}$$

with

$C_t = 2$ for tubefield layout of 60° and
for tubefield layout of 45° with PR < 1.7

$C_t = 1$ for tubefield layout of 30° and 90° and
for tubefield layout of 45° with PR ≥ 1.7

© Heat Transfer Research, Inc. All rights reserved.
Confidential: For HTRI member use only.

Fig. HTRI E-13/E-14 (boiling liquid) utilizando las figuras del TEMA

		ZONA		
		Entrada	Centro	Salida
Tubos a 60º	S	0.82	0.82	0.82
	V (ft/s)	3	6.3	23.6
	d_o (in)	1	1	1
	f_o (c/s)	29.5	61.6	230.4
	fnatural	105.6	156	95(+)
	Vortex sh. ratio	0.31	0.65	2.18
Tubos a 30º	S	0.28	0.28	0.28
	vortex sh ratio	0.11	0.22	0.74

(+) frecuencia de referencia

Como luego indicaremos relaciones superiores a 0.5 pueden crear dificultades si se supera una amplitud.

Se reduce la frecuencia:

- Bajando el número de Strouhal (aumentando la relación paso/diámetro utilizando tubos a 30')
- Bajando velocidad flujo cruzado
- Aumentando diámetro de tubos
- Aumentando la frecuencia natural de los tubos.

b) Golpeteo por turbulencia (Turbulent Buffeting)

- Fuerzas sobre los tubos causadas por la turbulencia exterior y errática del flujo en el lado carcasa.

- Presenta un amplio espectro de frecuencias alrededor de una frecuencia central dominante, que aumenta con la velocidad del flujo cruzado.

- Es una forma compleja de excitación de los tubos.

La frecuencia toma la forma de (según TEMA) de:

$$ftb = \frac{12V}{d_o\, x_l\, x_t} \times \left[3.05 \left(1 - \frac{1}{x_t} \right)^2 + 0.28 \right] (\text{ciclos/seg})$$

La notación es igual que antes salvo:

$$x_t = \frac{P_t}{d_o} = \frac{\text{paso transversal (in)}}{d_o}$$

$$x_l = \frac{P_l}{d_o} = \frac{\text{paso longitudinal (in)}}{d_o}$$

Para el ejemplo de referencia anterior tenemos:

		Entrada	Centro	Salida
Tubos a 60°	V(ft/s)	3	6.3	23.6
	do (in)	1	1	1
	x_l	0.625	0.625	0.625
	x_t	2.16	2.16	2.16
	ftb	30.9	64.9	243
	Tub.buf ratio	0.39	0.68	2.56
Tubos a 30°	ftb	8	16.8	62
	Tub.buf ratio	0.08	0.18	0.66

Se reduce la frecuencia:

- Bajando velocidad flujo cruzado
- Aumentando diámetro tubos
- Aumentando el paso de tubos
- Cambiando la disposición de tubos
- Aumentando la frecuencia natural de los tubos.

(Poco común)

c) Inestabilidad fluido elástica. Fluidoelastic instability, Fluidoelastic whirling (giro)

Se presenta por encima de una cierta velocidad crítica. Los tubos vibran según órbitas debido al flujo a través de ellos que provocan un desplazamiento hacia arriba y hacia abajo de los tubos en su frecuencia natural. (Figura pagina 71)

El problema surge cuando la energía que reciben los tubos del flujo excede a la energía que se disipa por amortiguación (damping).

HTRI sigue el criterio de Connors que establece una velocidad crítica de:

$$V_c = \beta f_n d_o \sqrt{\frac{W_o \, \delta_o}{f_o d_o^2}}$$

En donde

f_n =	frecuencia natural
d_o =	diámetro exterior tubos pulgadas
W_o =	peso específico definido antes (lb/pulgadas)
f_o =	densidad fluido carcasa lb/pug3
V_c =	Velocidad crítica pulg/seg
$\exists$ =	constante de inestabilidad (IST Fig C7.1-5) } Bastante inseguro
δ_o =	0.1 para líquido y dos fases
	0.03 para gases

Tanto $\exists$ como δ son bastante inseguros. Los datos anteriores son los que recomienda el HTRI.

La velocidad crítica se ve muy ligada a la frecuencia natural de los tubos. Si la velocidad del flujo cruzado promedia supera esta velocidad crítica, aumenta la amplitud hasta colisionar los tubos. ES LA PRIMERA CAUSA DE DAÑO DE TUBOS.

d) Formación de remolinos a lo largo de los tubos. (Parallel flow vibration)

Este tipo de vibración no suele ser un problema salvo en los intercambiadores en la producción de energía nuclear donde los vanos no soportados son altos en tubos empaquetados muy próximos (varillas del combustible).

Es problema cuando:

- Hay vanos muy largos
- Pasos muy estrechos al paso del flujo
- Altas velocidades axiales

Para mayor información ver HTRI-IST pg. C7.1-13

4.1.8. Amplitud de vibración (Tubos tensionados → tener en cuenta para calcular la frecuencia natural).

Para determinar si existirán problemas de vibración, hay que considerar la amplitud de la vibración.

Los tubos de muchos intercambiadores vibran pero con una amplitud tan pequeña que la vibración no es un problema. La predicción de la amplitud debido al flujo cruzado supone que la formación de torbellinos (vortex shedding) causa vibración. Que exista una apreciable amplitud depende de:

- la flecha en mitad del vano en situación estática causada por las fuerzas dinámicas que cruzan los tubos.

- el factor de amplificación (C_{MF}) que depende de la relación entre la frecuencia debida a la formación de torbellinos y la frecuencia natural (fvs/f).

La importancia de la relación de frecuencia puede verse en la figura 5.6 del HTRI. Cuando se aproxima a 1 tiene lugar la resonancia aumentando la amplitud en forma muy apreciable especialmente si no está amortiguado el sistema.

A relaciones de frecuencia mayores o menos el factor de amplificación se reduce.

Hay que tener en cuenta que el HTRI (ST, CST, IST) sólo calcula el primer modo (2 nodos). Aunque las amplitudes son menores a modos superiores, pueden ocurrir amplificaciones de la amplitud cuando se llega a la resonancia de cada modo.

Las frecuencias naturales de modos superiores no están muy separadas de la frecuencia natural de modo 1. Por ejemplo con 5 vanos para modos de 2 a 5 las frecuencias de resonancia son 1,25; 1,59; 1,92 y 2.1 veces la frecuencia natural. Es decir cuando la relación de frecuencias es superior a 1 se pueden excitar otros modos más altos y si un modo superior es excitado (entra en resonancia) no pueden despreciarse esas amplitudes. HTRI dispone en estos casos del programa VIB para analizar estos casos.

Es indudable que manteniendo la relación de frecuencias bajas y si la amplitud es baja la probabilidad de daño por resonancia se ve reducido.

La flecha en el punto medio es:

$$X_s = \frac{5}{384}\left(\frac{F\,L^4}{E\,I}\right)$$

$$F = C\,\frac{\rho_o\,V_c^2}{2g_c}\,d_o$$

X_s = flecha (in)
V_c = velocidad flujo cruzado
F = fuerza (lb/in)
L, E, I, f, V_e, d_o = como antes
g_c = 386,04 in/s^2

HTRI toma como constante C = 1 y no considera que exista amortiguación (caso más desfavorable) tomando:

$$C_{MF} = \frac{1}{\left(1-\frac{f_{vs}}{f}\right)^2}$$

Con un límite máximo de 10

Nótese el efecto de la longitud de los vanos y la velocidad lado carcasa del flujo cruzado.

4.1.9. Vibración acústica

Se siguen dos criterios para determinar si hay problemas de vibración acústica (ruidos). El primero compara la frecuencia acústica con las frecuencias de formación de remolinos y la de golpeteo con turbulencia. Se expresa por:

$0.8 \le f_e / f_a < 1.2$

f_e = frecuencias que actúan (remolinos o golpeteo)
f_a = frecuencia acústica

Las frecuencias (f_e) son ligeramente diferentes a las mencionadas antes:

$$f_{vs} = C_{a1}\,\frac{S_{FH}\,V_{bst}}{d_o}$$

F_{vs} = frecuencia remolinos (vortex shedding)
Ca1 = constante
SFH = nº de Fitz-Hugh strouhal. Tabla C7-1.4
VbST= velocidad flujo cruzado promedio (ver punto 3.5.6)

La diferencia en el caso de golpeteo por turbulencia (turbulent buffeting) es igual a la mencionada anteriormente cambiando la velocidad por la velocidad de flujo cruzado promedio (V_{bST}) en vez del flujo cruzado integral promedio (V_{cros}).

El segundo criterio es el contenido energético definido por el n° de Chen definido por:

$$\Psi = \frac{Re}{S_{FH}} \left[\frac{P_l - \frac{d_o}{n_l}}{P_l} \right]^2 \frac{do}{n_t \, P_t}$$

R_e = Número de Reynolds basado en la velocidad bflujo cruzado promedia.
P_l = paso longitudinal
P_t = paso transversal
n_l y n_t = según tabla C7.1-5

Si $\Psi < 1300$ no hay vibración
$1300 \leq \Psi < 4000$ posible si coinciden frecuencias
$\Psi \geq 4000$ probable si coinciden frecuencias

4.1.10. Análisis e interpretación de los datos de HTRI sobre vibración

Los valores señalados con un (*) exceden de los valores seguros y aparecen mensajes de aviso en los datos de salida incluso si no se ha solicitado análisis de vibración.

En la frecuencia natural de los tubos un signo más (+) identifica el valor más bajo y es el que se ha utilizado para el cálculo de la relación de frecuencias.

A) Posición en el Haz

Línea	Descripción	Comentario
5	Longitud para la frecuencia natural	La variable más efectiva para reducir o aumentar la frecuencia natural.
6	Longitud/máximo vano según TEMA	No se recomiendan diseños con valores mayores de 0,8
7	Número de vanos	Más de 5 vanos no aumenta significativamente la constante C de la frecuencia natural.
8	Frecuencia Natural del tubo	La frecuencia más baja se señala con signo más (+)
9	Frecuencia acústica de la carcasa (sólo para gas o vapor)	Frecuencia fundamental. Puede haber otras mayores. Igualmente el signo más (+) es la frecuencia menor. Se dan diferentes frecuencias según zonas si la relación entre vanos es mayor de 1.3. En tubos en U se indica la frecuencia de la zona recta y la zona curva. Nota para las líneas 8 y 9. Las frecuencias señaladas con signo más (+) se utilizan para calcular la velocidad crítica (línea 16) y la relación de frecuencias (líneas 24 y 25). Estos parámetros se calculan sólo para gases y en: - Gas condensando: A la entrada si la fracción de vapor excede a 0,9999 - Liquido en ebullición. A la salida si la fracción de vapor excede a 0.999

B) Velocidades

Línea	Descripción	Comentario
11	Velocidad paralela en la ventana	Para el cálculo de la amplitud del flujo paralelo (línea 26)
12	Velocidad de flujo cruzado en el haz	Según la fracción B y condensando el área integral promedia perpendicular a dos tubos. Es igual que la velocidad de flujo cruzado promedio para los haces a 30º y 90º pero difiere en los haces a 45º y 60º. Se utiliza para calcular la relación de frecuencias de formación de torbellinos (línea 24), golpeteo por turbulencia (línea 23) y amplitud por flujo cruzado (línea 27).
13	Velocidad Haz/Carcasa	Basado en la corriente C (periférica al haz). Puede originar vibraciones inducidas en los tubos si la velocidad es alta (Este valor es sólo informativo).

C) Comprobación de la inestabilidad fluido elástica

Línea	Descripción	Comentario
15	Factor de amortiguación (δ_o) (log decremant)	Factor utilizado en el cálculo de la inestabilidad fluido elástica. Por defecto es 0,03 para gases y vapores y 0,1 para líquidos y dos fases.
16	Velocidad crítica	Velocidad para predecir la inestabilidad fluida elástica considerando el factor beta de la línea 3 y el factor de amortiguación (δ_o) de la línea 15
17	Relación de la velocidad en el extremo de la placa deflectora (baffle tip)	Basado en la fracción B del flujo, densidad local y mínima área junto al extremo de la placa deflectora. El valor calculado se divide por la velocidad crítica. Este valor debe de ser menor de 0.8. Si supera el valor de 1 es probable que haya vibración por inestabilidad fluidoelástica.
18	Relación velocidad promedia del flujo cruzado.	Flujo cruzado principal calculado considerando el área promedia integral. Es la velocidad de la corriente B utilizada en el cálculo de los coeficientes de transferencia y caída de presión para haces a 30º y 90º, pero diferente para hacer a 45º y 60º. Se utiliza para calcular las frecuencias de formación de torbellinos y golpeteo (líneas 20 y 22). El valor calculado está dividido por la velocidad crítica. Si excede de 1 es probable que haya problemas de inestabilidad fluidodinámica.

D) Comprobación de vibraciones acústicas

Línea	Descripción	Comentario
20	Relación formación de torbellinos (sólo gas o vapores)	Relación entre la frecuencia de formación de torbellinos utilizando la velocidad de flujo cruzado promedia (línea 18) y la más baja frecuencia acústica (línea 9). - Si la relación se sitúa entre 0,8 y 1,2 y se excede el número de Chen vibraciones acústicas pueden ocurrir. - Si la relación excede de 1,2, verificar con VIB mayores modos de vibración acústica.
21	Número de Chen (sólo gas o vapor)	Mide la energía del fluido. Se usa junto con las relaciones de frecuencia (líneas 20 y 22). - Si es menor de 1300, no es probable que haya vibración acústica. - Si se sitúa entre 1300 y 4000 es posible que haya vibración acústica. - Si es mayor de 4000 es probable que haya vibración acústica.
22	Relación de golpeteo por turbulencia (sólo gas o líquido)	Relación de la frecuencia de golpeteo por turbulencia dominante utilizando la velocidad de flujo cruzado promedio (línea 18) y la más baja frecuencia acústica (línea 9). - Si la relación se sitúa entre 0,8 y 1,2 y el número de Chen se sobrepasa puede haber vibración acústica. - Si se excede el valor de 1,2; verificar con VIB mayores modos de vibración acústica.

E) Comprobación de vibraciones en los tubos

Línea	Descripción	Comentario
24	Relación formación de turbulencia	Relación de la frecuencia de formación de turbulencia utilizando la velocidad de flujo cruzado del haz (línea 12) y la más baja frecuencia natural (línea 9) indicada por un signo más (+). Si la relación es mayor de 0,5 la vibración de tubos es posible.
25	Relación de golpeteo por turbulencia (sólo gas o vapor)	Relación de la frecuencia dominante de golpeteo por turbulencia utilizando la velocidad de flujo cruzado del haz (línea 12) y la más baja frecuencia acústica (línea 9). - Si la relación se sitúa entre ~~0,8~~ 0'5 y ~~1,2~~ 1 y el número de Chen se sobrepasa, puede ocurrir vibración acústica. - Si se excede el valor ~~1,2~~ 1 hay que evaluar mayores modos de vibración

Línea	Descripción	Comentario
26	Amplitud flujo paralelo	Según método Chen-Weber Si es mayor que la mitad de la separación entre tubos adyacentes (línea 28) es probable el daño por colisión.
27	Amplitud flujo cruzado	Amplitud utilizando la longitud del vano (línea 6), la velocidad de flujo cruzado del haz (línea 12) y la densidad local. Si es mayor que la mitad de la separación entre tubos adyacentes (línea 12) es probable que haya daño por colisión. Sólo se indica el primer modo. Si la relación de frecuencias de formación de turbulencias (línea 20) excede de 1,5 no se imprime. Ese valor sólo es válidos para el primer modo.
28	Amplitud del golpeteo por turbulencia	Amplitud utilizando la velocidad de flujo cruzado del haz (línea 12) y la densidad local, según ecuaciones del TEMA. TEMA recomienda que este valor sea menor de 0,02 veces el diámetro del tubo.
29	Separación entre tubos	Separación entre tubos adyacentes igual al paso de tubos menos un diámetro de tubo.
30	"Ro-V-cuadrado" flujo cruzado	Producto de la densidad local y el cuadrado de la velocidad del flujo cruzado en el haz (línea 12). Según TEMA debe de ser menor de 5935 kg/m/seg^2 (con placa de choque menor de 2232 kg/m/seg^2).

F) Entradas y salidas del haz

Línea	Descripción	Comentario
33	Relación de inestabilidad fluidoelástica	Relación calculada con la velocidad de flujo cruzado en la primera fila de tubos (línea 36) y la velocidad crítica (línea 16). - Si la relación es mayor de 1 comprobar la amplitud de flujo cruzado (línea 35).
34	Relación de formación de torbellinos	Basado en la velocidad de flujo cruzado en la primera fila (línea 36) y la más baja frecuencia natural (línea 8). - Si la relación no excede de 1 comprobar la amplitud (línea 35). - Si excede de 1 verificar otros modos con el programa VIB.
35	Amplitud flujo cruzado	Se calcula con la longitud del vano (línea 6) y velocidad de flujo cruzado de la primera fila de tubos (línea 36) y densidad local. - Si es mayor que la mitad de la separación de tubos (línea 29) el daño por colisión es probable. - Daño de placas deflectoras y fatiga puede ocurrir con bajas amplitudes después de largos periodos de operación
36	Velocidad de flujo cruzado	Calculado en la primera fila de tubos según TEMA
37	Amplitud golpeteo por turbulencia	Según TEMA. TEMA recomienda que este valor sea menor que 0,02 veces el diámetro del tubo.

G) Parámetros de entrada y salida

Línea	Descripción	Comentario
39	Placa de choque (impingement)	Indica si existe o no
40	Area del flujo	Area utilizada para calcular las velocidades de entrada y salida (línea 41) considerando si lleva o no placa de choque.
41	Velocidad	Velocidades a la entrada y salida según el área (línea 40) y densidades de choque.
42	"Ro-V-cuadrado"	Cálculo de la densidad al cuadrado a la entrada y salida (ver línea 30).

4.1.11. Posibles cambios para reducir problemas de vibración

a) Casos de vibración de tubos ↓ espacio bafles. ↗ 1 Ø shell.

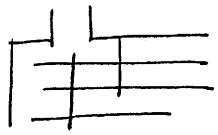
- Aumentar la frecuencia natural o bajar la velocidad lado carcasa. Reducir la separación entre pantallas afecta a ambas variables en direcciones opuestas y lleva a aumentar la caída de presión en el lado carcasa.

- Cambiar el haz tubular:

  No colocar tubos en ventana (NTIW)
  (Caro) Utilizar placas soportes intermedias (con cortes de ventana a cada lado) ↘ no son bafles. (No afecta a la transf. calor / apenas a la
  Aumentar el tamaño de la carcasa

- Cambiar el tipo de pantallas o de carcasa.

  Multisegmental para reducir velocidad
  Carcasas tipo J o X



- Colocar otros tipos de pantalla

  Pantallas de varillas (ROD baffles) u otras (FIVER ??? baffles). L4 (en la entr

- Cambiar la disposición de los tubos (ángulo y paso). (Lo último) si tenemos 60° pasar a

b) Casos de vibración acústica

- Cambiar el tipo de carcasa (↓ velocidad).
- Cambiar el tipo de paso de tubos
- No utilizar tubos a 45°
- Añadir placas anti-resonante (fig 21 pag 28 HTRI)
- Aumentar diámetro de la carcasa

c) Correcciones a intercambiadores existentes

- Sellar los tubos que pierdan
- Quitar tubos para crear espacios entre tubos
- Reducir el caudal de flujo en lado carcasa

- Regidizar el haz tubular
- Añadir placas anti-resonantes
- Reemplazar el haz tubular

d) Otras consideraciones de diseño

- Placas de choque

  Altas velocidades locales pueden producir vibraciones aisladas. Si el valor de "Ro-V-cuadrado" excede el indicado por TEMA se debe añadir placas de choque.

  Estas placas previenen la erosión pero no están pensadas para prevenir la vibración. De hecho el fluido en los extremos con una placa de choque mal diseñada puede tener altas velocidades creando vibraciones. A menudo otro tipo de sistema, varillas (rod arrays), es más efectivo para eliminar la vibración.

- Distribuidores anulares

  Son caros pero son efectivos para proteger la erosión, obtener una distribución uniforme y reducir velocidades locales y con ello evitar la vibración.

- Velocidad Haz-carcasa

  Altos valores de la velocidad periférica de la corriente C puede ocasionar vibraciones. Las variables de sujeción pueden dar origen también a vibraciones que dañan los tubos próximos. Aumentando su diámetro se aumenta la frecuencia natural.

- Holgura tubo-placa deflectora

  En el análisis de vibración no se verifica esta holgura. Ampliar holguras lleva a dañar el tubo si el material de la placa es más duro que el del tubo. Reducidas holguras o pantallas con mayor espesor no cambia la frecuencia natural del tubo pero aumenta la amortiguación del sistema y reduce el daño de las placas.

  En servicios críticos este factor debe de ser tenido en cuenta.

Tabla 4.1
(C7.1-4. Fitz Hugh Strouhal number)

Pitch Ratio	F_{FH}			
	30º Layout	45º Layout	60º Layout	90º Layout
1.25	0.40	0.60	0.80	0.46
1.50	0.30	0.45	1.00	0.31
1.75	0.30	0.35	0.50	0.26
2.00	0.25	0.35	0.40	0.26

OD: 1"

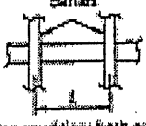
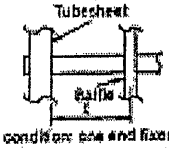
TRIANGULAR

CUADRADO

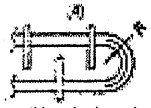
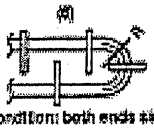
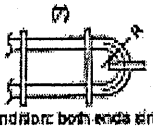
Tabla 4.2
Constantes usadas en el cálculo del número de Chen

Tubefield Layout	N_l	N_t
30º	2	1
45º (PR ≤ 1.7)	2	2
45º (PR > 17)	2	1
60º	2	2
90º	1	1

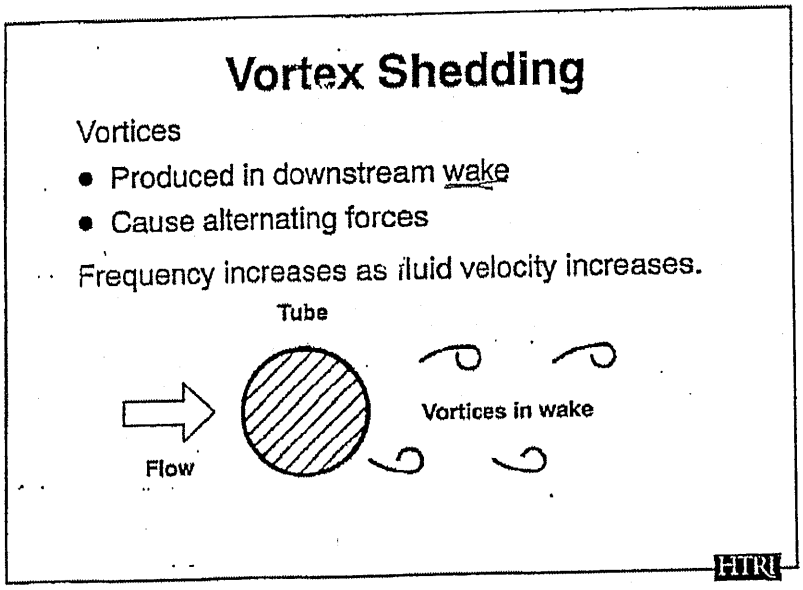
TABLE V-5.3
FUNDAMENTAL NATURAL FREQUENCY

Span Geometry	Equation	Nomenclature
(1) Baffles  Edge condition: both ends simply supported	$f_n = 10.838 \frac{AC}{l^2}\left[\frac{EI}{w_e}\right]^{1/2}$	A = Tube axial stress multiplier. See par. V-6 C = Constant depending on edge condition geometry.
(2) Tubesheet Baffle  Edge condition: one end fixed, other end simply supported		
(3) Tubesheets  Edge condition: both ends fixed		

Span Geometry	C
1	9.9
2	15.42
3	22.37

Span Geometry	Equation	Nomenclature
(4) R  Edge condition: both ends simply supported	$f_n = 68.06 \frac{C_u}{R^2}\left[\frac{EI}{w_e}\right]^{1/2}$	R = Mean Bend radius, inches C_u = Mode constant of U-bend
(5) R  Edge condition: both ends simply supported		
(6) R  Edge condition: both ends simply supported		
(7) R  Edge condition: both ends simply supported		

Span Geometry	C_u Figure
4	V-5.3
5	V-5.3.1
6	V-5.3.2
7	V-5.3.3



F-56

Copyright © 1996 Heat Transfer Research, Inc. All rights reserved.
HTRI confidential: For member use only.

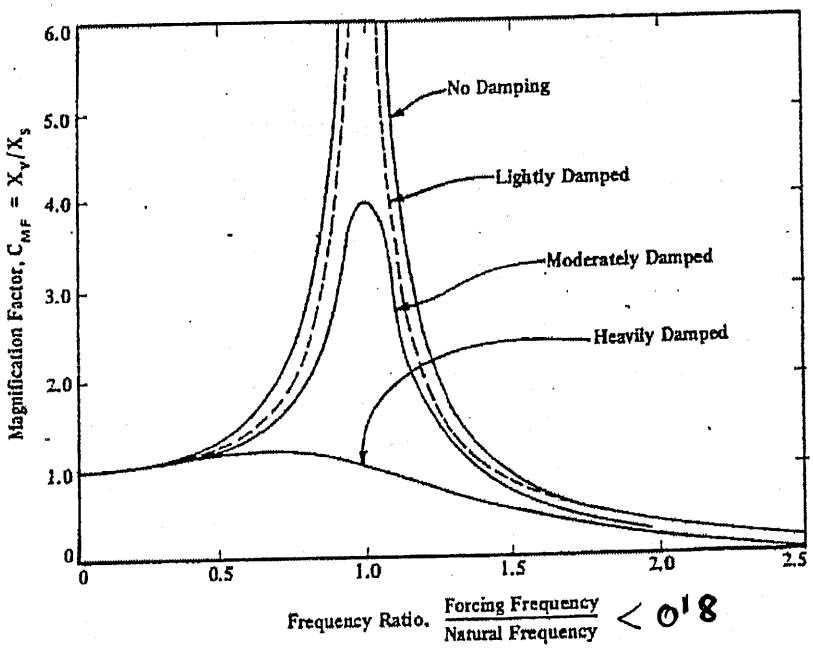


FIGURE 5-6 Magnification Factor for Calculating Forced Vibration Amplitude from Static Deflection (Den Hartog[1,3])

FIGURE 11.2A
STROUHAL NUMBER FOR 90° TUBE PATTERNS

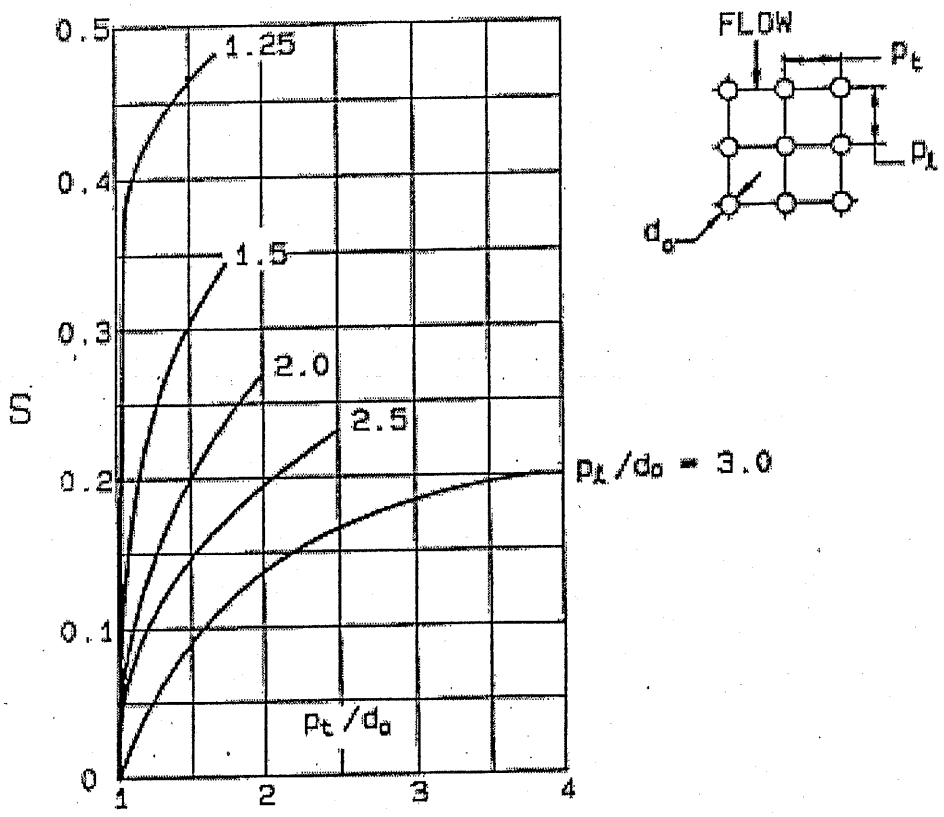
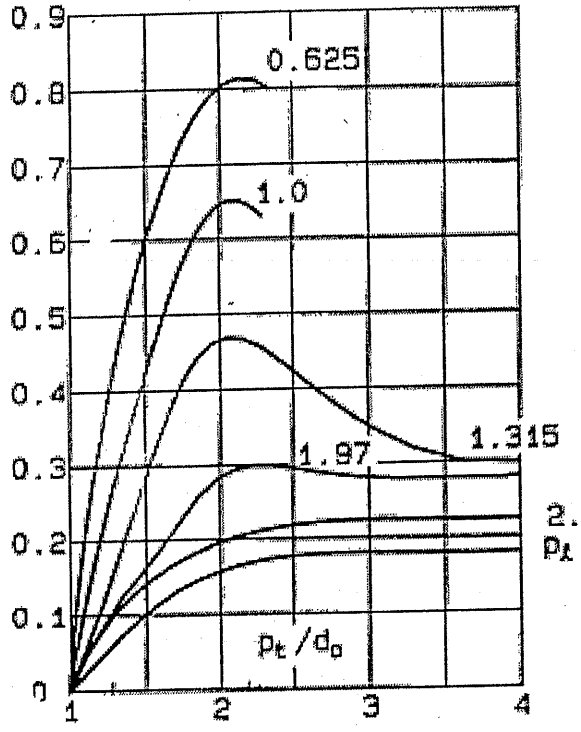


FIGURE 11.2B
STROUHAL NUMBER FOR 30°, 45° AND 60° TUBE PATTERNS



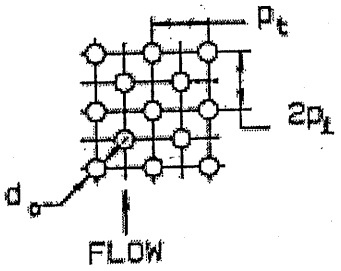
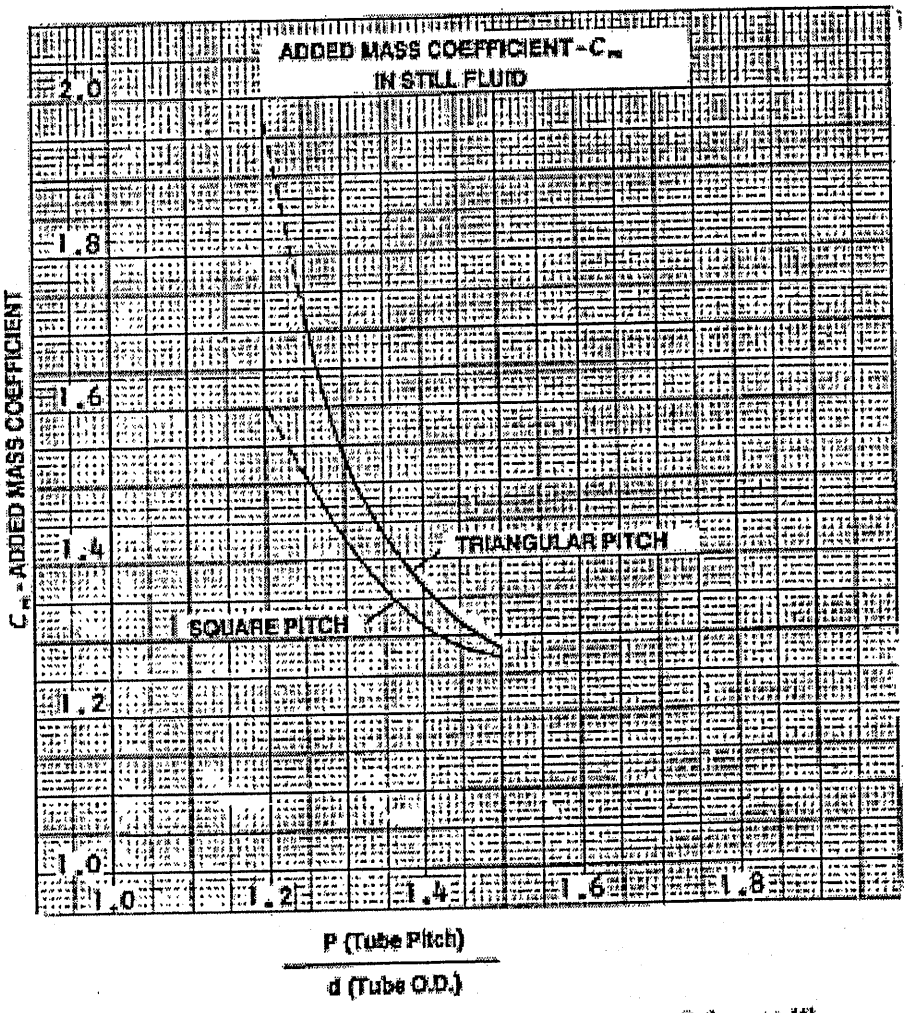


FIGURE V-7.11



Adapted from Reference (1)

Vibration Analysis

```
---Flow-Induced Vibration Analysis-----------------SI Units-----------------
01 (Level  1.30) SHELLSIDE CONDITION-        BOIL. LIQUID
02 Axial Stress Loading - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - -
03        0        (MPa)                    Log Decrement   0.1000
04 Beta  ------(1)Added Mass Factor          3.250  -------  2.9693
05 ------POSITION IN THE BUNDLE------------ INLET    CENTER   OUTLET
06 - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - -
07 Length for natural frequency    (m)   0.940    0.610    1.092
08   Length/TEMA maximum span      (--)  0.500    0.324    0.581
09   Number of spans               (--)     4        5        4
10 Tube natural frequency          (Hz)  105.58   156.03   85.01+
11 Shell acoustic frequency        (Hz)   ---      ---      ---
12  - Flow Velocities  - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - -
13 Window parallel velocity       (m/s)   1.60     1.61    15.56
14 Bundle crossflow velocity      (m/s)   0.92     1.92     7.18
15 Bundle/shell velocity          (m/s)   0.07     0.14     0.52
16  - Fluidelastic Instability Check - - - - - - - - - - - - - - - - - - -
17 Baffle tip cross velocity      (m/s)   2.27     4.76    17.84*
18 Average crossflow velocity     (m/s)   2.12     4.46    16.74*
19 Critical velocity              (m/s)   6.62     6.63    17.35
20 - Acoustic Vibration Check - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - -
21 Vortex shedding ratio           (--)   ---      ---      ---
22 Turbulent buffeting ratio       (--)   ---      ---      ---
23 - Tube Vibration Check - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - -
24 Vortex shedding ratio           (--)   0.304    0.635*   2.382*
25 Turbulent buffeting ratio       (--)   ---      ---      ---
26 Parallel flow amplitude         (mm)   0.001    0.001    0.014
27 Crossflow amplitude             (mm)   0.023    0.027    0.052
28 Tube gap                        (mm)   6.350    6.350    6.350
29 Crossflow RHO-V-SQ          (kg/m s2)   2006     8746    12698
```

HTRI

E-13

Vibration Analysis, continued

```
30 - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - -
31 .
32
33
34
35 - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - -
36 Shell Entrance/Exit Parameters          Entrance        Exit
37 Impingement plate                         YES             ---
38 Flow Area                      (m2)       0.1046         0.1425
39 Velocity                      (m/s)       1.65           2.39
40 RHO-V-SQ                  (kg/m s2)       1203           1598
41 - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - -
42 TEMA AEM   Shell with      PERPENDCLR DBL. SEG. baffles
43
44 PLAIN   CARBON STEEL       Tubes   25.4001 Diameter  (mm) 60 Degree layout
45 Pitch ratio   1.2500
46  -  Program  Messages    - - - - - - - - - -**See  Program  Messages***-

* Frequency ratios are based upon lowest natural or acoustic frequency
* Each item flagged with an asterisk exceeds a conservative lower limit for
  a vibration-free design.  It should be reviewed considering discussion on
  Interpretation of Results in Section F3 of the HTRI Computer Programs
  Support Volume.  The review may indicate no probable vibration problem.
```

HTRI

E-14

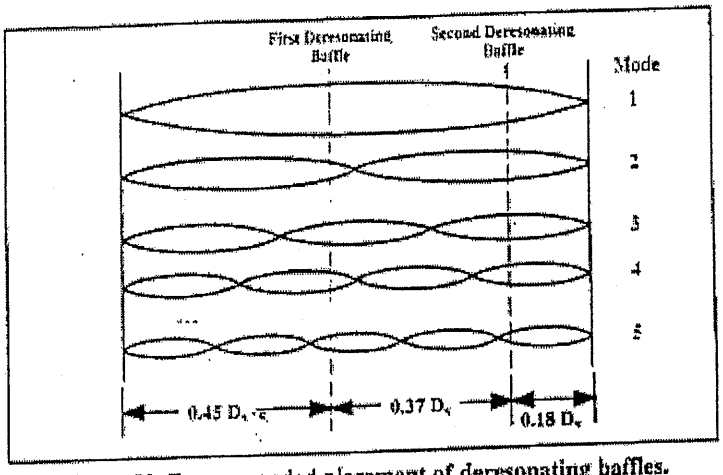


Figure 20. Recommended placement of deresonating baffles.

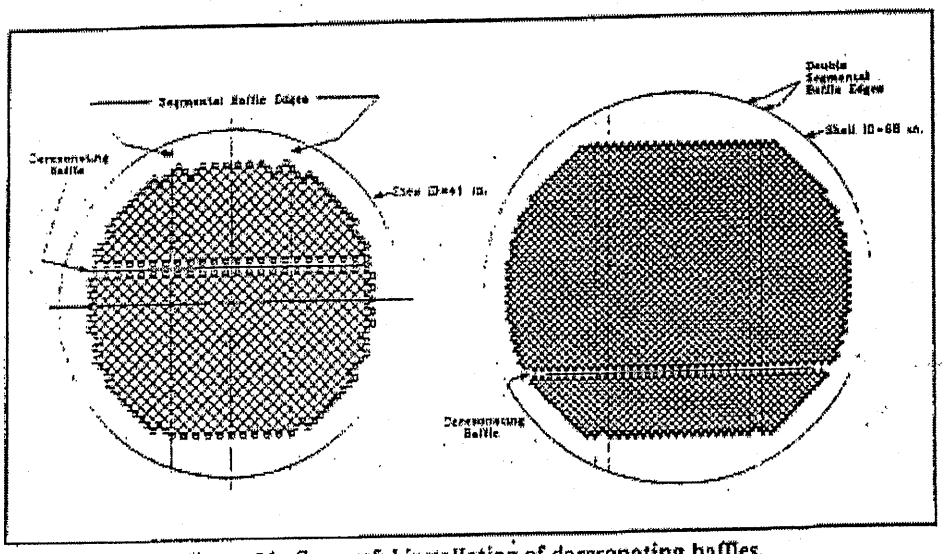
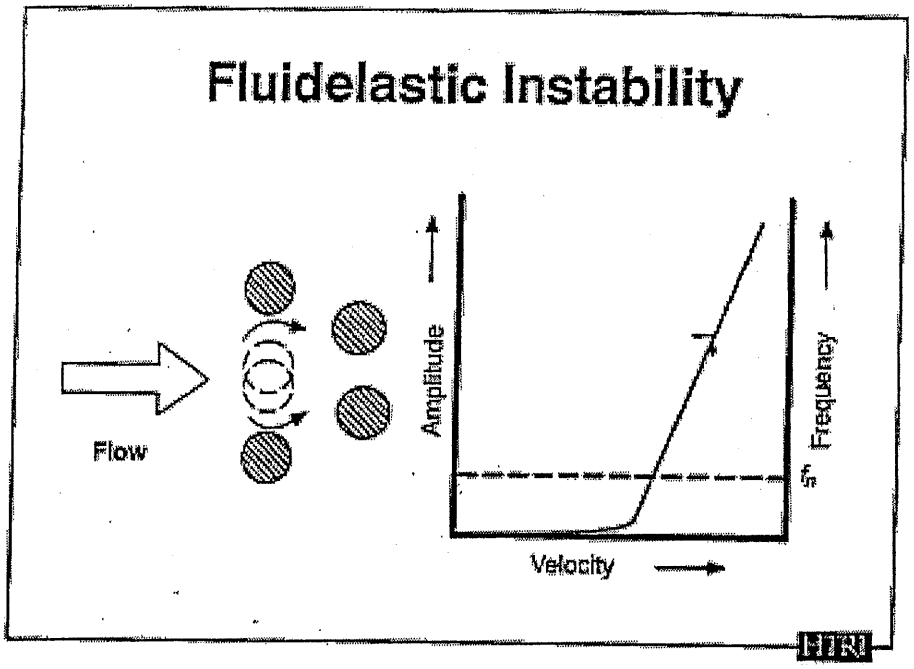


Figure 21. Successful installation of deresonating baffles.



F–59

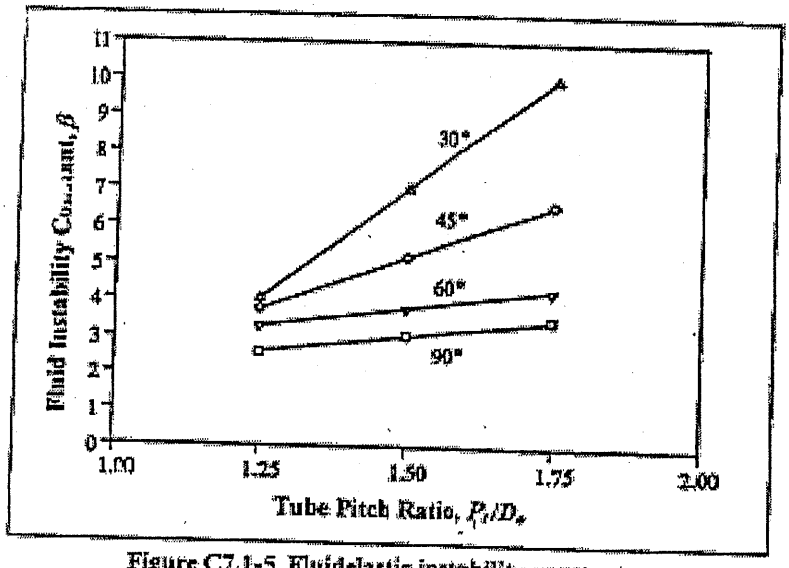
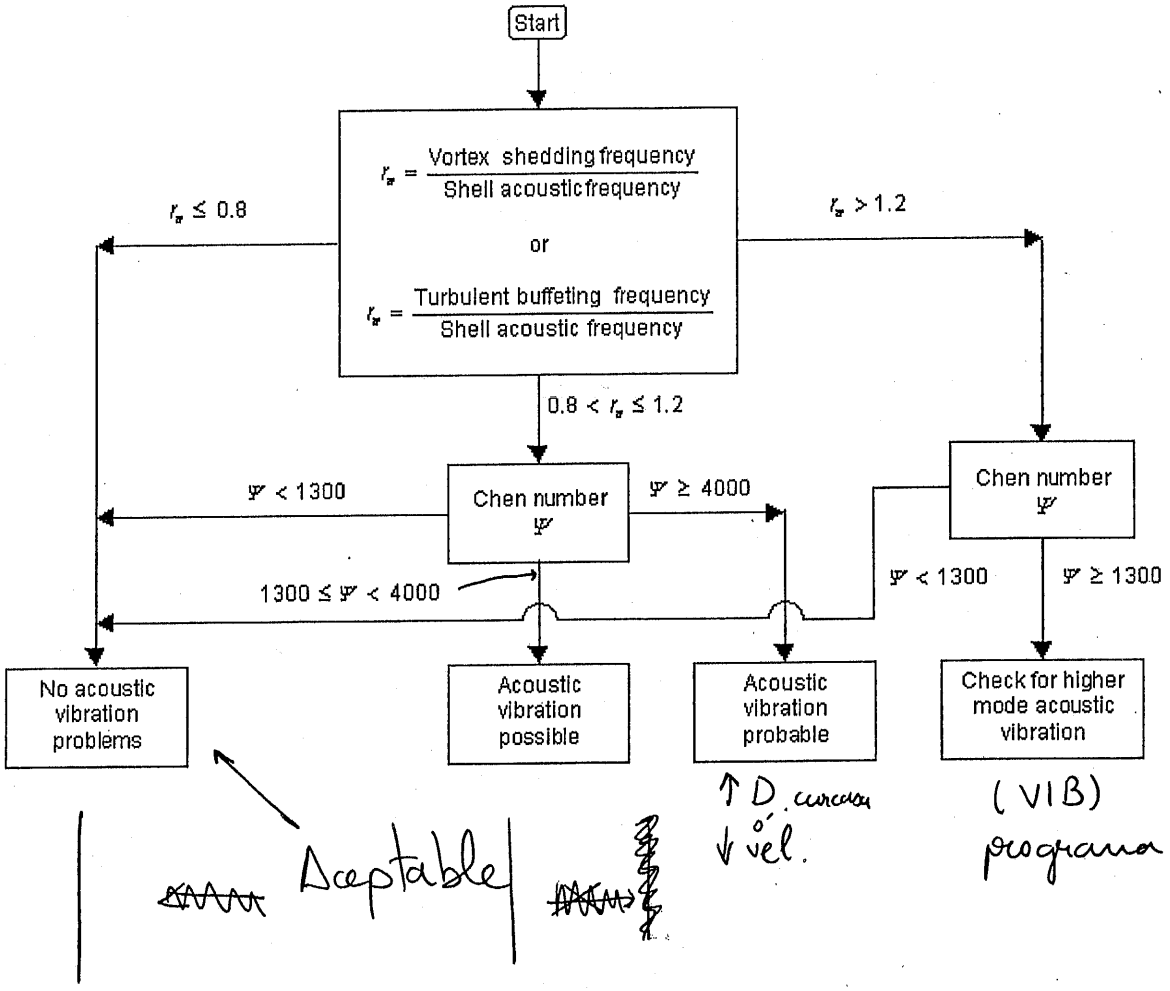
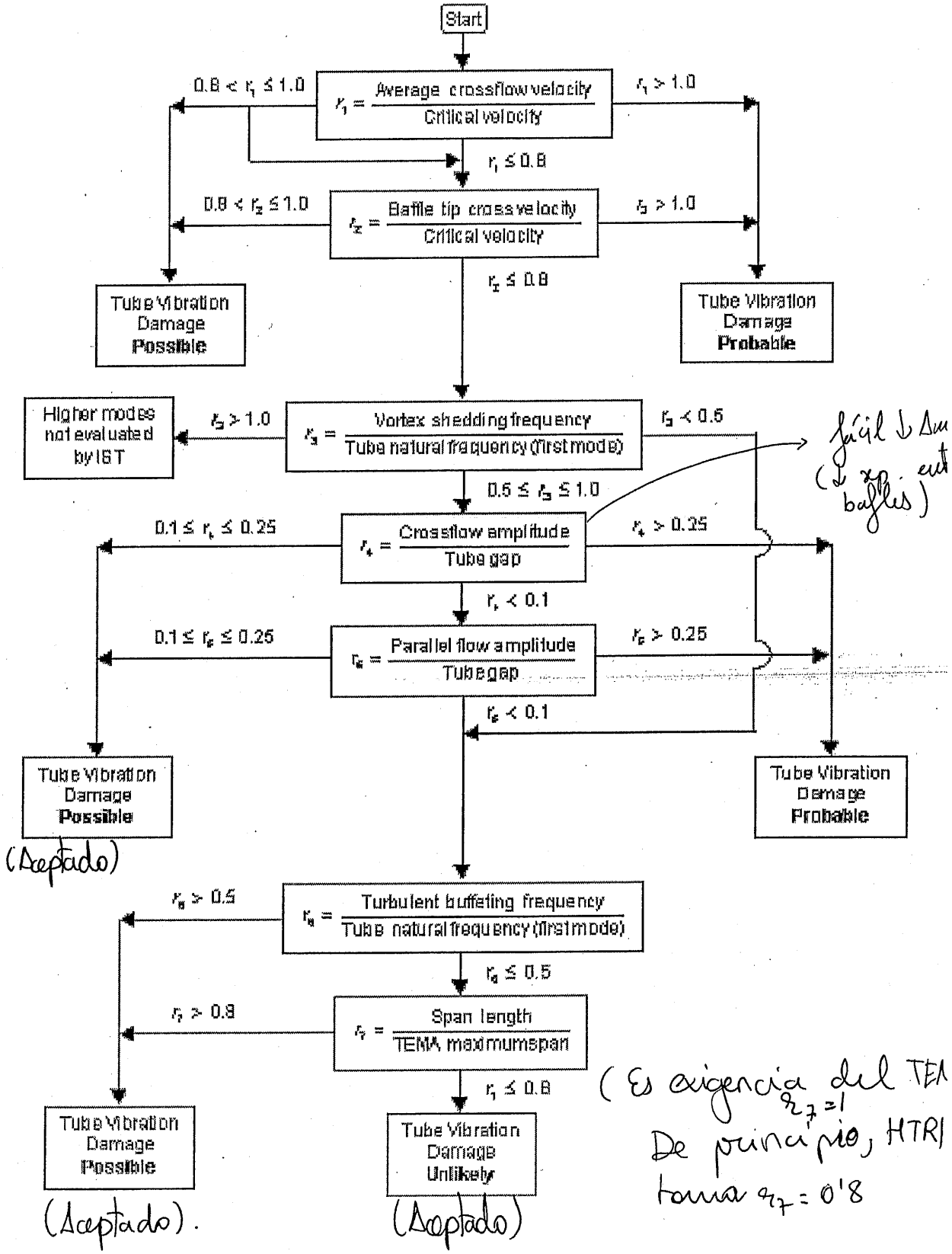


Figure C7.1-5. Fluidelastic instability constant.


Start
r_w = Vortex shedding frequency / Shell acoustic frequency
or
r_w = Turbulent buffeting frequency / Shell acoustic frequency
$r_w \leq 0.8$
$r_w > 1.2$
$0.8 < r_w \leq 1.2$
Chen number Ψ
Ψ < 1300
Ψ ≥ 4000
1300 ≤ Ψ < 4000
Chen number Ψ
Ψ < 1300
Ψ ≥ 1300
No acoustic vibration problems
Acoustic vibration possible
Acoustic vibration probable
Check for higher mode acoustic vibration
↑ D. carcasa
↓ vel.
(VIB)
programa.
Aceptable


Start
r_1 = Average crossflow velocity / Critical velocity
$0.8 < r_1 \leq 1.0$
$r_1 > 1.0$
$r_1 \leq 0.8$
r_2 = Baffle tip cross velocity / Critical velocity
$0.8 < r_2 \leq 1.0$
$r_2 > 1.0$
$r_2 \leq 0.8$
Tube Vibration Damage Possible
Tube Vibration Damage Probable
r_3 = Vortex shedding frequency / Tube natural frequency (first mode)
$r_3 > 1.0$
$r_3 < 0.5$
$0.5 \leq r_3 \leq 1.0$
Higher modes not evaluated by ISTI
fácil ↓ Δm (↑ nº baffles)
r_4 = Crossflow amplitude / Tube gap
$0.1 \leq r_4 \leq 0.25$
$r_4 > 0.25$
$r_4 < 0.1$
r_5 = Parallel flow amplitude / Tube gap
$0.1 \leq r_5 \leq 0.25$
$r_5 > 0.25$
$r_5 < 0.1$
Tube Vibration Damage Possible
Tube Vibration Damage Probable
(Aceptado)
r_6 = Turbulent buffeting frequency / Tube natural frequency (first mode)
$r_6 > 0.5$
$r_6 \leq 0.5$
r_7 = Span length / TEMA maximum span
$r_7 > 0.8$
$r_7 \leq 0.8$
Tube Vibration Damage Possible
Tube Vibration Damage Unlikely
(Aceptado).
(Aceptado)
(Es exigencia del TEMA $R_7 = 1$
De principio, HTRI toma $r_7 = 0'8$

```
---Flow-Induced Vibration Analysis-----------------SI  Units----------------
01 (Level  1.40) SHELLSIDE CONDITION-        SENSIBLE GAS
02 Axial Stress Loading - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - -
03        0      (MPa)                    Log Decrement   0.0300
04 Beta  -----  Added Mass Factor          3.747  ------   2.9167
05 ------POSITION IN THE BUNDLE------- INLET    CENTER   OUTLET
06 Length for natural frequency    (m)   0.530    0.530    0.530
07   Length/TEMA maximum span     (--)   0.237    0.237    0.237
08   Number of spans              (--)     25       25       25
09 Tube natural frequency         (Hz)  271.46   271.18   270.81+
10 Shell acoustic frequency       (Hz)   73.92    69.31    64.37+
11  - Flow Velocities - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - -
12 Window parallel velocity      (m/s)   23.97    21.50    18.92
13 Bundle crossflow velocity     (m/s)    8.12     7.28     6.41
14 Bundle/shell velocity         (m/s)   20.76    18.62    16.39
15  - Fluidelastic Instability Check - - - - - - - - - - - - - - - - - - -
16 Critical Velocity             (m/s)   62.91    59.64    56.03
17 Baffle tip cross veloc. ratio (--)    0.215    0.203    0.190
18 Average crossflow veloc. ratio(--)    0.198    0.187    0.175
19 - Acoustic Vibration Check - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - -
20 Vortex shedding ratio          (--)   3.655*   3.278*   2.885*
21 Chen Number                    (--)   31442    35118    35118
22 Turbulent buffeting ratio      (--)   3.336*   2.991*   2.633*
23 - Tube Vibration Check - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - -
24 Vortex shedding ratio          (--)   0.549*   0.492    0.433
25 Turbulent buffeting ratio      (--)   0.517*   0.464    0.408
26 Parallel flow amplitude        (mm)   0.011    0.010    0.009
27 Crossflow amplitude            (mm)   0.005    0.004    0.003
28 Tube gap                       (mm)   7.950    7.950    7.950
29 Crossflow RHO-V-SQ        (kg/m s2)    1920     1722     1515
30 - Bundle Entrance/Exit - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - -
31    (Analysis at first tube row)        Entrance        Exit
32 Fluidelastic instability ratio(--)      0.185          0.166
33 Vortex Shedding ratio          (--)         0              0
34 Crossflow amplitude            (mm)     0.010          0.008
35 Crossflow velocity            (m/s)    11.637          9.314
36 - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - -
37 Shell Entrance/Exit Parameters          Entrance        Exit
38 Impingement plate                         YES            --
39 Flow Area                     (m2)        2.0526         2.1750
40 Velocity                     (m/s)       12.50           9.31
41 RHO-V-SQ                 (kg/m s2)        1934           1359
42 - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - -
43 TEMA AEN   Shell with      PERPENDCLR  N.T.I.W. baffles
44 Number of support plates per baffle space        4
45 PLAIN   304 SS-18 CR, 8 NI Tubes   31.7500 Diameter  (mm) 45 Degree layout
46 Pitch ratio   1.2504
47 - Program Messages  - - - - - - - - - -**See Program Messages***-
+ Frequency ratios are based upon lowest natural or acoustic frequency
* Asterisked items exceed a conservative lower limit for vibration-free
  design. A review of your case using Computer Program Support Volume Section
  F3.5.2 may indicate that no vibration problem is likely.
```

→ ir a VIB

O.K.

Figure F3-6. Typical printout for vibration analysis.

Sólo problemas de ruido nº Chen muy alto

© Heat Transfer Research, Inc. All rights reserved.
Confidential: For HTRI member use only.

Vibration Analysis

Released to the following HTRI Member Company:

iui

Sistemas de Informacion

IST Ver. 2.00 16/11/01 14:41 SN: 1500208358 **MKH Units**

4,00E+15

100% ORIENTE

Rating-Vertical Thermosiphon Reboiler TEMA AES Shell with Single-Segmental Baffles

1	(Level 1,4)			Shellside condition	Sens. Liquid
2	Axial stress loading	(kg/mm2)	0,000	Added mass factor	2,457
3	Beta		2,717		
4	**Position In The Bundle**		**Inlet**	**Center**	**Outlet**
5	Length for natural frequency	(mm)	517,2	406,4	557,9
6	Length/TEMA maximum span	(--)	0,339	0,267	0,366
7	Number of spans	(--)	4	4	4
8	Tube natural frequency	(Hz)	241,9	241,8	191,9 +
9	Shell acoustic frequency	(Hz)	0,0	0,0	0,0
10	**Flow Velocities**		**Inlet**	**Center**	**Outlet**
11	Window parallel velocity	(m/sec)	0,40	0,40	0,40
12	Bundle crossflow velocity	(m/sec)	0,37	0,57	0,33
13	Bundle/shell velocity	(m/sec)	0,28	0,43	0,25
14	**Fluidelastic Instability Check**		**Inlet**	**Center**	**Outlet**
15	Log decrement	RI","TEMA","USER")	0,100	0,100	0,100
16	Critical velocity	(m/sec)	6,71	6,70	6,70
17	Baffle tip cross velocity ratio	(--)	0,058	0,090	0,051
18	Average crossflow velocity ratio	(--)	0,055	0,085	0,049
19	**Acoustic Vibration Check**		**Inlet**	**Center**	**Outlet**
20	Vortex shedding ratio	(--)	0,000	0,000	0,000
21	Chen number	(--)	0	0	0
22	Turbulent buffeting ratio	(--)	0,000	0,000	0,000
23	**Tube Vibration Check**		**Inlet**	**Center**	**Outlet**
24	Vortex shedding ratio	(--)	0,036	0,055	0,032
25	Turbulent buffeting ratio	(--)	0,000	0,000	0,000
26	Parallel flow amplitude	(mm)	0,000	0,000	0,000
27	Crossflow amplitude	(mm)	0,002	0,001	0,002
28	Turbulent buffeting amplitude	(mm)			
29	Tube gap	(mm)	6,349	6,349	6,349
30	Crossflow RHO-V-SQ	(kg/m-sec2)	126,07	300,18	98,27
31	**Bundle Entrance/Exit**				
32	**(analysis at first tube row)**			**Entrance**	**Exit**
33	Fluidelastic instability ratio		(--)	0,138	0,147
34	Vortex shedding ratio		(--)	0,089	0,095
35	Crossflow amplitude		(mm)	0,00968	0,01500
36	Crossflow velocity		(m/sec)	0,92	0,99
37	Turbulent buffeting amplitude		(mm)		
38	**Shell Entrance/Exit Parameters**			**Entrance**	**Exit**
39	Impingement plate			Yes	
40	Flow area		(m2)	0,011	0,015
41	Velocity		(m/sec)	2,74	2,04
42	RHO-V-SQ		(kg/m-sec2)	6853,62	3802,77

43	Shell type	AES	Baffle type		Segmental
44	Tube type	Plain	Baffle layout		Perpend.
45	Pitch ratio	1,3333	Tube diameter; (mm)		19,050
46	Layout angle	90	Tube material	Medium chrome steel (5 Cr, 0.5 Mo)	
47			Supports/baffle space		

48 **Program Messages**

49 + Frequency ratios are based upon lowest natural or acoustic frequency

50 * Items with asterisk exceed a conservative lower limit for vibration-free design. Review your case

51 using the procedure described in Online Help; You may find that a vibration problem is unlikely.

52

$V^2 < 5965$.

* warning.

5. DISEÑO DE CAMBIADORES

5.1. Número de carcasas

La mayoría de los cambiadores son de una sola carcasa, pero en ocasiones se diseñan con varias carcasas por alguno de estos dos motivos:

5.1.1. Cruce de temperaturas

El límite técnico de una carcasa es que el fluido frío y el fluido caliente salgan a la misma temepratura. Cuando se especifica una temperatura de salida del fluido frío mayor que la temperatura de salida del fluido caliente se dice hay cruce de temperaturas.

En ese caso hay que recurrir a varias carcasas en serie o elegir un tipo de cambiador que asegure flujo en contracorriente (doble tubo, multitubo o tipo TEMA F con dos pasos por tubos). Por orden creciente de superficie total se elige: doble tubo, multitubo, tipo F y varias carcasas en serie.

Para saber el número necesario de carcasas se deben representar las curvas de temperatura frente a entalpia para los dos fluidos, caliente y frío. Como en la figura XXX se traza una línea en forma de escalera: cada escalón representa una carcasa.

5.1.2. Carcasas grandes

Si por cálculo se obtiene una carcasa mayor que los límites admisibles (ver punto 2.2.4), la solución es partir el cambiador en varias carcasas de forma que el resultado sea aceptable.

Cuando hay margen de pérdida de carga, lo más conveniente es conectarlas en serie para mejorar el factor F de corrección de la LMTD. Si la pérdida de carga calculada (con 1 paso por tubo) es excesiva se debe ir a conexión en paralelo. Cuando se obtienen 4 carcasas es frecuente la conexión dos en serie por dos en paralelo.

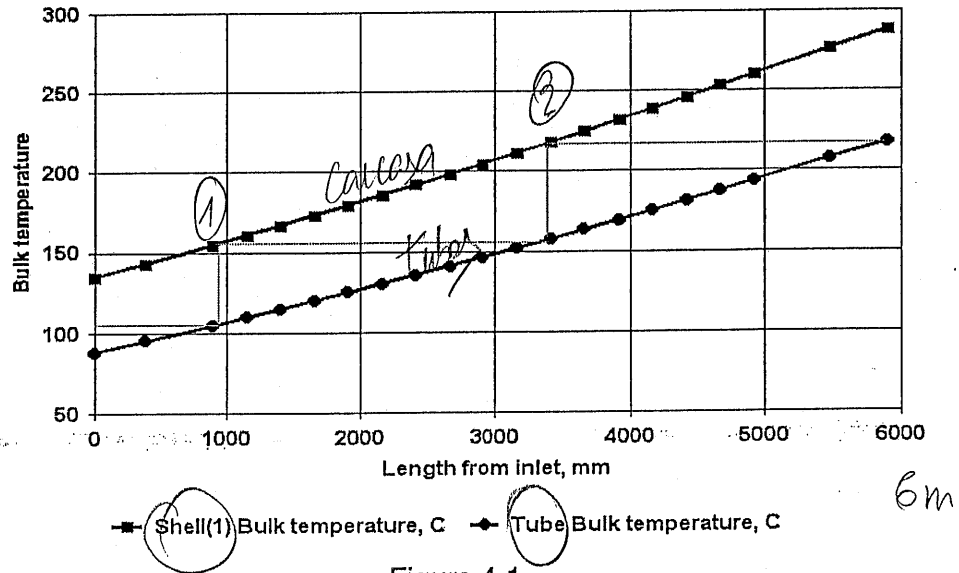


Figura 4.1.

5.2. Estimación rápida de un cambiador

Siguiendo este procedimiento se puede hacer una estimación aceptable que resulta muy conveniente para trabajar en ofertas y en la fase inicial de un proyecto o como primera aproximación al diseño térmico de un cambiador de calor.

El método a seguir es el que se describe a continuación

(a) Calculo LMTD

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

Corregida con el factor F_c obtenido de las figuras1.3.5 a 1.3.8.

$$LMTD_c = LMTD \times F_c$$

(b) Cálculo de la superficie del cambiador:

$$A = \frac{\Delta H}{U\ LMTD_C} \times 1.1$$

siendo:

ΔH= Duty del cambiador obtenido del balance de materia (Kcal/h)
U = Coeficiente de tablas del anexo o de un caso similar(Kcal/hºCm^2)
1.1= Factor de sobrediseño opcional

(c) Determinación del número de tubos:

$$N_t = \frac{A}{(L_T - 0.15) \times D_T \times \pi}$$

siendo:

L_T = Longitud de tubos. Normalmente 6.1m (20ft)
D_T = Diámetro exterior del tubo (0,019m para ¾")
(0,0254m para 1")

(d) Numero de tubos en la fila central:

Para paso cuadrado □ , $N_{TC} = 1.19 \times \sqrt{N_T}$

Para paso triangular Δ , $N_{TC} = 1.10 \times \sqrt{N_T}$

(e) Diámetro del haz tubular:

$$D_H = (N_{TC} - 1) \times P_T + D_T$$

siendo:

D_T = Diámetro exterior de tubos
P_T= Paso, siendo los valores más usuales
P_T=0.0254 (1") para D_T=0.019 (3/4")
P_T=0.03 (1 ¼") para D_T=0.0254 (1")

f) Diámetro interior de la carcasa:

$$D = \frac{D_H}{0.9}$$

Pero además debe cumplirse que:

$$D_H+0.0254 < D < D_H +0.0762$$
$$0{,}10 \text{ m } (8") < D < 1{,}525 \text{ m } (60")$$

5.3. Cálculo manual de un cambiador

Como ejemplo sencillo tomaremos el cálculo detallado de un cambiador liquido-liquido sin cambio de fase. Para efectuar el diseño de un cambiador de calor partimos de la siguiente información:

Datos de proceso:

- Lado carcasa y tubos:
  - * Fluidos, caudales, temperaturas de entrada y salida (M, m y T_1 y T_2, t_1, t_2)
  - * Propiedades de los fluidos caliente y frío en las condiciones de entrada y salida:
    - transporte: densidad y viscosidad: (ρ_c, ρ_f y μ_c, μ_f)
    - térmicas: calor específico y conductividad térmica (Cp_c, Cp_f y K_c, K_f)
  - * Fouling referido a la superficie exterior de los tubos.
  - * Calor intercambiado procedente del balance de materia y un valor estimado para el coeficiente global de transferencia de calor tomado de tablas de valores típicos o de casos similares.

Datos de geometría

* longitud, diámetro y espesor de pared de tubos
* número de pasos por tubos y carcasa
* pitch y disposición de tubos
* material de los tubos y conductividad térmica

A continuación se refieren los pasos necesarios para el cálculo:

1. Balance de calor:

$$\Delta H = M\, C_{pc}\, (T_1 - T_2) = m\, C_{pf}\, (t_2 - t_1)$$

2. Cálculo de LMTD, al igual que en la estimación rápida

$$LMTD = \frac{(t_1 - t_2)}{Ln\frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{Ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)}$$

se calculan además

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

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

que permiten conocer el factor de corrección de las figuras 1.3.5 a 1.3.8, F_c, y así se obtiene la temperatura media logarítmica corregida:

$LMTD_c = LMTD \times F_c$

3. Conocidas las temperaturas del proceso se determinan las temperaturas medias:

Lado carcasa, $T_m = \frac{T_1 - T_2}{2}$

Lado tubos, $t_m = \frac{t_1 - t_2}{2}$

4. Para estas temperaturas se definen las propiedades medias de los fluidos de carcasa y tubo:

- Densidad ρ
- Viscosidad μ
- Calor específico C_p
- Conductividad térmica K

5. Cálculo del área total necesaria suponiendo U de las tablas.

$$A = \frac{\Delta H}{U_0 LMTD}$$

$$A_S = \frac{A_T}{N_S}$$

en el caso de N_s carcasas en serie, se calcula el área por carcasa: $A_s = A/N_s$

Hay que contar con que es preferible suponer un U mayor que muy bajo ya que se asegura un área menor. Conocida A hay que suponer unos valores aceptables para el diámetro, longitud y pitch de los tubos basándose en información dada por el cliente (hoja de datos ó especificación), en equipos similares o en los valores comúnmente más aconsejables para el servicio y los fluidos implicados.

Se puede fijar un número de tubos según tabla 8 y asumiendo un número de pasos, mediante la tabla 9, que ofrece el recuento de tubos para distintas tipos de cambiadores se corrige el Up supuesto con el número de tubos para la superficie correspondiente.

Los cálculos deben comenzar por el lado tubos y comprobar que se obtiene un coeficiente de película mayor de U_D y una pérdida de carga inferior a la admisible. Sólo entonces se puede iniciar el cálculo para una carcasa que encaje con el haz de tubos que ha resultado.

7. Lado tubos

- Calculo del coeficiente de película

  De acuerdo con los parámetros geométricos supuestos antes se obtiene de la tabla 10 un valor del área por tubo y así determinar la velocidad másica: $W_t = w/A_{tubos}$

  Con este valor se calcula Re:

  $Re_{tubo} = D_{Twt}/\mu$ (D_T de la tabla 10) $\rightarrow$ $Re_{tubo} = D_T W_t/\mu$

  Y se obtiene j_H de la figura 24, lo que nos permite calcular el coeficiente de película:

$$h_i = j_h \frac{K}{D_T}\left(\frac{Cp_\mu}{K}\right)^{1/3} \phi_t^{0,14}$$

  siendo $\Phi_t = (\mu/\mu_m)^{0,14}$

  y como $\frac{h_{io}}{\phi_t} = \frac{h_i}{\phi_t}\frac{ID}{OD}$

  se obtiene el coeficiente de película corregido:

$$h_{io} = \frac{h_i \phi_t}{\phi_t}$$

  y $\frac{h_o}{\phi_t}$ nos da el valor corregido del coeficiente de película

- Cálculo de la pérdida de carga.

  Con el valor Re_t obtenido antes, de la figura 26 se obtiene el factor de fricción f y así la pérdida de carga por tubos:

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L n}{2g\rho D\, \phi_t}$$

8. Lado carcasa:

- Cálculo del coeficiente de película:

Se toma un espaciado entre baffles, en principio, el menor posible ya que nos proporcionará el mayor coeficiente de película.

B = D/5
Y un valor del corte C

la sección de paso:

$a_s = D\ C\ B / P_T$

entonces la velocidad másica:

$G_s = W/as$

Y se calcula $Re_s = De\ G_s/\mu$

Siendo De: diámetro equivalente de Fig. 28

el coeficiente de película se obtiene de la ecuación:

$$h_o = j_H \frac{K}{De}\left(\frac{Cp\mu}{K}\right)^{1/3} \phi_s$$

siendo j_H. obtenido de la figura 28 y tomando μ_m a temperatura media.

Para obtener $\phi_s\left(\frac{\mu}{\mu_m}\right)^{0,14}$

De este modo obtenemos el coeficiente de película corregido. $\frac{h_o}{\phi_s}$

- Cálculo de la pérdida de carga:

Con el Re calculado antes se obtiene f de la figura 29 y teniendo en cuenta que el número de paso será el número de baffles más uno y para el espaciado que hemos considerado B:

(N + 1) = L/B

y entonces

$$\Delta Ps = \frac{f\,G_S^2\,D_s\,(N+1)}{2g\rho_s\,De\,s\,\phi_S}$$

y si tanto para el lado tubos como carcasa el cálculo es válido podemos calcular el coeficiente global limpio.

$$U=\frac{h_{io}\,h_o}{h_{io}+h_o}$$

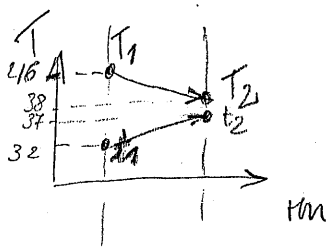
y con el obtenido con el duty y el área corregida se calcula el factor de ensuciamiento: Rd

$$Rd=\frac{U_c-U}{U_cU}$$

5.4. Cálculo rápido de un cambiador, ejemplo:

Sea un enfriado de diesel con agua de refrigeración con las siguientes condiciones de proceso:

Lado caliente	**Lado frío**
Diesel	Agua de refrigeración
Caudal: 81596,7 kg/h	
T_1 = 46 ºC	t_1 = 32 ºC
T_2 = 38 ºC	t_2 = 37 ºC
Duty= 0,3 MMkcal/h	



→ $\Delta H = m_{gasóil} \times Cp \times (T_1-T_2) = m_{H_2O} \times Cp \times (t_2-t_1)$

a) Cálculo LMTD corregido:

$$LMTD=\frac{(T_1-t_2)-(T_2-t_1)}{Ln\frac{(T_1-t_2)}{(T_2-t_1)}}=7,4 \quad = \frac{(9)-(6)}{Ln\,\frac{9}{6}} = 7'4$$

factor de corrección:

siendo $$R=\frac{T_1-T_2}{t_2-t_1}=1,6 \quad = \frac{46-38}{37-32} = \frac{8}{5} = 1'6 \checkmark$$

$$S=\frac{t_2-t_1}{T_1-t_1}=0,357 \quad = \frac{37-32}{46-32} = \frac{5}{14} = 0'357 \checkmark$$

de las curvas para 1 paso por carcasa y número par de pasos por tubo Fc = 0,86 y la LMTD corregida: 6,4 ºC.

$$LMTD_C = 0'86 \times 7'4 = 6'4\,^{\circ}C$$

b) Cálculo de la superficie del cambiador:

$$A=\frac{\Delta H}{U\ LMTD_C}1{,}1=128{,}3\,m^3 \quad = \frac{300000}{\times 6'4} \times 1'1 =$$

tablas cambiador 60 - Agua

c) Determinación del número de tubos

lo que se pierde en la placa tubular

$$Nt=\frac{A}{(L_T-0{,}15)0{,}019\pi}=361{,}2 \text{ tubos} \simeq 362 \text{ tubos}$$

6 (3/4")

d) Número de tubos en fila central:

Como el fouling del fluido de proceso es alto 0,0004 se pasaría por carcasa y con paso cuadrado. (Más alto es el agua y por eso va por tubos).

$N_{TC} = 1.19\sqrt{N_T} = 22{,}6$ (para paso cuadrado).

e) Diámetro del haz tubular:

$D_H = (N_{TC} - 1)\ P_T + D_o = 0{,}568$ m

0'0254 0'019 25"

suponiendo paso de 1" (P_T) (tubos de 3/4")

f) Diámetro interior de la carcasa: Entre 1" y 3".

$$D=\frac{D_H}{0{,}9}=0{,}631m \simeq 0'640\,m.$$

si problemas de dilatación (no se esperan)

Tipo de ∅ pequeño ← ΔEL → ΔES

- - - → ΔEU (si no fuese agua ref, ya que esta es suave).

5.5. Cálculo manual de un cambiador ejemplo

Tomando de nuevo el ejemplo utilizado para la estimación rápida se efectuará un cálculo más detallado que se describe a continuación:

Cp_{H_2O} = 1 Kcal/kg°C

1. Balance de calor

$$\Delta H = WCp_{fmedio}\ (T_1 - T_2) = wCp_{fmedio}\ (t_2 - t_1)$$

$$\Delta H = 81596{,}7 \times 0{,}46 \times (46{,}38) = 300275{,}8 \text{ kcal/h} = W \times 1 \times (37-32)$$

kg/h °C

W = 60.055 kg/h Agua

2. Cálculo de LMTD, igual que en la estimación rápida

$$LMTD=\frac{(T_1-t_2)-(T_2-t_1)}{Ln\frac{(T_1-t_2)}{(T_2-t_1)}}=7{,}4$$

factor de corrección:

$N_T \times L \times D_T \times \pi$

$A = 308 \cdot 6{,}096 \cdot 0{,}0598 = 112{,}3\ m^2$

$$U = \frac{Q}{A\,LMTD_c} = \frac{300275{,}8}{112{,}3 \cdot 6{,}4} = 418\ kcal/hm^2\,ºC$$

$Q = U \times A \times LMTD_C$

Calculo lado tubos

- Sección de paso (según tabla 10) por tubo: 0,302 in^2
  0,302 in^2 <> 0,000195 m^2
- Velocidad másica: $G_t = w/a_t$ → $\frac{308\ tubos}{4\ pasos} \times$ area tubo
  $G_t = 60108{,}7/0{,}015 = 4007266{,}7\ kg/hm^2$

$$Ret = DG_t/\mu = \frac{0{,}0157 \cdot 4007266{,}7}{2{,}65} = 23741 \quad \Leftrightarrow \quad Re = \frac{\rho V D}{\mu}$$

D = 962 cp <> 0,0157 m de la tabla (10)
μm = 0,738 cp <> 2,65 kg/mh

de la figura 24 se obtiene jH = 78 (con Re).

$$K\left(\frac{C p \mu}{K}\right)^{1/3} = 0{,}54\left(\frac{0{,}99 \cdot 0{,}0738}{0{,}54}\right)^{1/3} = 0.91$$

entonces el coeficiente de película

$$hi = jH\frac{K}{D}\left(\frac{C p \mu}{K}\right)^{1/3} \cdot \phi_t = 78\frac{0{,}91}{0{,}0157}\Phi_t$$

$$\frac{hio}{\phi_t} = \frac{hi}{\phi_t}\frac{ID}{OD} = 4521$$ (para diámetro exterior).

Con la aproximación de $\phi_t \approx 1$ $\Rightarrow$ $(\mu/\mu_m)^{0'14}$.
μ_m → viscosidad fluido a la T° media

$$hio = \frac{hio}{\phi_t} = 4521\ kcal/m^2 h\,ºC$$

Pérdida de carga: (PAG 128)

para Re = 23741, de la figura (26) f = 0,00021 ft^2/m^2> Ec Chen $f\left(\frac{in^2}{in^2}\right)$

<> $3{,}02 10^{-6}\ m^2/cm^2$, entonces $f\left(\frac{in^2}{in^2}\right) \cdot 10^4$

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 Ln}{2g\rho D \phi_t} = \frac{3{,}02 10^{-6}\,(4007266.7)^2\,6.086(4)}{2(1{,}2710^8)\,990(0{,}016)} = 0{,}35\ kg/cm^2$$

$\frac{in}{h^2}$ $\left(9{,}8\frac{m}{s^2} = 1{,}27.10^8\frac{in}{h^2}\right)$

Cálculos lado carcasa

Tomando de partida un valor de espaciado mínimo de baffles (Ds/2,5); B = Ds/2,5 = 590,6 / 2,5 = 2136 mm

la sección de paso:

a_s = Ds C B / Pr = 0,59 (0,25) 0,286 / 1,25, (Area equivalente entre ventana y tubos).

a_s = 0,028 m^2

la velocidad másica:

$G_s = W/a_s = 81597/0,028 = 2914178$ kg/hm^2

Calculamos Res

$$Re_s = \frac{De\ G_s}{\mu_s} = \frac{0,024\ 2914178}{32,9} = 2126$$

De = 0,95 in (figura 28) <> 0,024 m

μ_s = (valor medio) 9,14 cp <> 32,9 kg/m n

obteniendo de la figura (28) jH = 24

$$K_s\left(\frac{Cp_s/\mu_s}{K_s}\right)^{1/3} = 0,1\left(\frac{0,46\ 32,9}{0,1}\right)^{1/3} = 0,53$$

el coeficiente de película:

$$h_o = jH\frac{K}{De}\left(\frac{Cp\mu}{K}\right)^{1/3}\phi_s$$

$$\frac{h_o}{\phi_s} = 24\frac{0,53}{0,024} = 530\ kcal/hm^2 ºC$$

Pérdida de carga

para Re_s = 2126 de la figura 29 se obtiene f = 0,003 - ft^2/in^2

<> 4,310^{-5} m^2/cm^2

$$\Delta P_s = \frac{fG_t^2\ Ds(N+1)}{2g\ \rho_s\ De\ \phi_t} = \frac{4,310^{-5}\ (2914178)^2\ 0,59(26)}{2(1,2710^8)\ 841(0,024)1} = 1,09 kg/cm^2$$ (Demasiado alto)

ρ_m = 841 kg/m^3

N+1 = L/B = 6,096/0,236 = 26

como el valor de ΔP carcasa supera el permitido deberiamos modificar el espaciado de baffles. (Aumentarlo).

repitiendo los cálculos para B = 275 $\Delta P_s < 0,7$ kg/cm^2

$a_s =$ 0,032 m^2
$G_s =$ 2549906 kg/hm^2
Re = 1860
$h_o =$ 153 kcal/hm^{2}ºC
$\Delta P_s =$ 0,70 kg/cm^2

Conocidos h_{io} y h_o se calcula el coeficiente global límpio. (No se tiene en cuenta, $\Delta x/K$).

$$U_c = \frac{h_{io}\, h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{4521530}{4521+530} = 474 \text{ kcal/hm}^2\text{ºC} \Leftrightarrow \frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}}$$

$h_o \downarrow 153$ $\quad h_{io} \downarrow 4521$

y el factor de ensuciamiento combinado:

Límpio 418 ↗ Usucio !

$$R = \frac{474 - 450}{474.450} = 0,00011 = \frac{U_{calc.} - U_{sup.}}{U_{calc.} \cdot U_{sup}}$$

418

que es inferior al dado por:

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{0,0002} + \frac{1}{0,0004} \quad \text{(tablas)}.$$

$$R = 0,00013 \frac{m^2 h ºC}{kcal}$$

lo que significa recalcular el cambiador para un valor ligeramente inferior del U supuesto al comienzo.

A continuación se adjuntan las tablas y figuras referidas en estos cálculos.

6. MANEJO DEL XIST

6.1. Ambito de aplicación

Hasta ahora el diseño de cambiadores de carcasa y tubos se realizaba empleando el programa HTRI más adecuado en cada caso:

ST.- Cambiadores liquido –liquido o gas-liquido sin cambio de fase
CST.- Cambio de fase condensadores y reboilers
RKH.- Hervidores tipo kettle
RTF.- Termosifones, hervidores de circulación natural
IST.- para todos los casos anterior siguiendo un método de cálculo incremental

A partir de ahora todos las mejoras y esfuerzos de HTRI se van a centrar en el IST quedando anclados en su situación actual el resto de los mencionados . Por ello conviene centrar nuestra atención en este programa y aunque no descartemos el empleo de los demás de forma consultiva y puntual, los cambiadores de carcasa y tubos deberán ser calculados en IST.

Conviene tener en cuenta que hay aplicaciones muy particulares del ST y RKH que no están recogidas en IST y que son las siguientes:

Para ST
- Baffles (placas deflectoras) triple segmentales
- RODbaffles
- Baffles con corte a 45º
- Opción de inyección de glicol

Para RKH
- Curva de flujo de calor
- Nivel de liquido en el haz
- Presión en la parte superior del haz
- Ajuste de la temperatura del lado caliente para conseguir el flujo máximo
- RKH usa coeficientes de arrastre para especificar el ketle, IST usa el ratio de modo que cuando abrimos los archivos * .dat con IST se requiere un ajuste del coeficiente en la pantalla correspondiente al reboiler.

6.2. Modos de cálculo

El panel INPUT SUMMARY permite la selección del modo de cálculo de cambiadores dentro de las tres opciones siguientes:

entrada y salida / geometría → sobrediseño.

RATING, para la comprobación de un equipo con unas condiciones y una geometría dada y suficientes datos de proceso como para determinar el duty.

(Poco uso)

SIMULATION , sólo difiere del modo rating en que requiere menos datos y permite simular la operación del cambiador

entrada y geometría → salida

→ sólo datos de proceso, llegando + cerca o + lejos.

DESIGN, para el diseño de un equipo nuevo en el que IST determina una serie de parámetros geométricos en base a un duty requerido y que además dispone de dos modalidades:

CLASSIC, en esta opción:

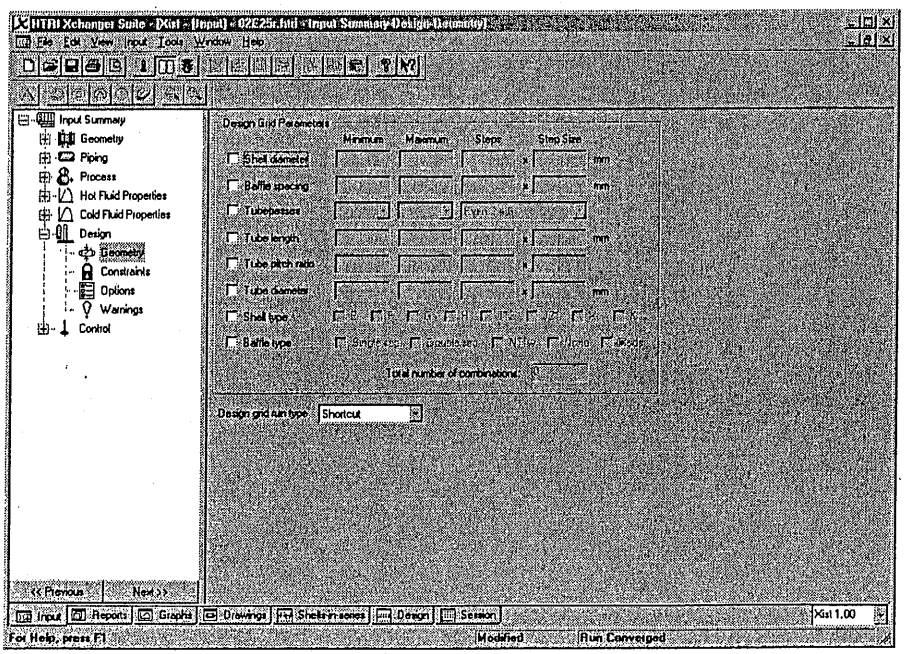
- Se especifica la geometría ,condiciones de proceso y propiedades físicas
- Se deja libre todas o alguna de las siguientes características diámetro de carcasa, espaciado de baffles y pasos por tubo

IST respeta los datos de entrada , calcula rigurosamente los datos omitidos tomando sus valores máximos y mínimos y propone el diseño de menor área y mayor sobrediseño aunque permite seleccionar otro diseño de los que muestra en la tabla de resultados.

GRID,

- Se especifica la geometría ,condiciones de proceso y propiedades físicas
- En el panel de Geometría se marca cada uno de los parámetros que queremos que sean modificados por IST, indicando valores mínimos y máximos y el número y tamaño de los intervalos de cálculo.

Para cada combinación de parámetros de geometría IST realiza un cálculo rápido selecciona el mejor caso y lo recalcula de modo riguroso, seleccionando el caso aceptable de menor área y mayor sobrediseño.

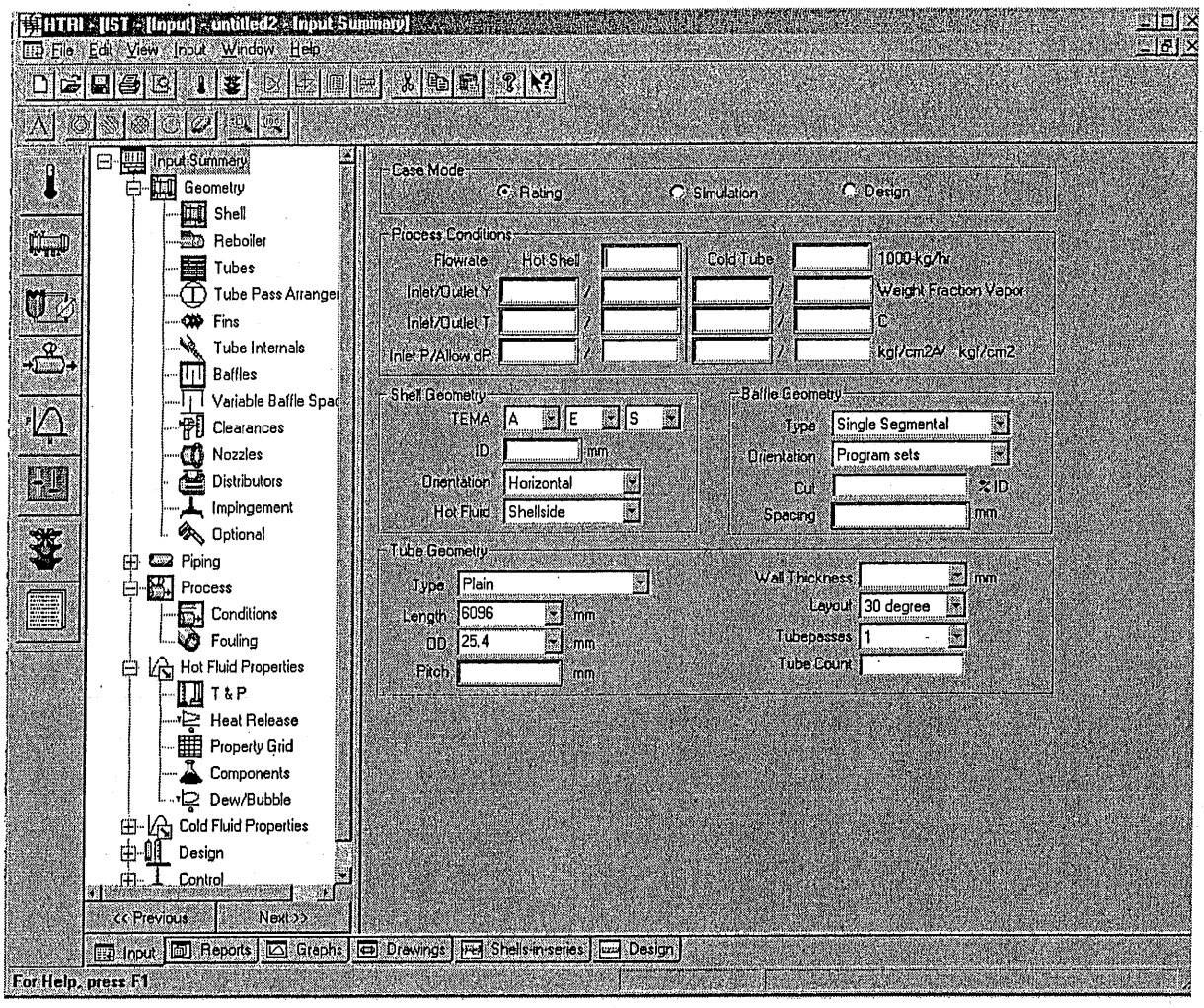


6.3. Casos especiales

En algunos casos hay que prestar una especial atención para usar la información adecuada.

CASOS ESPECIALES		DATOS ENTRADA	COMENTARIOS
EBULLICIÓN	COMPONENTE PURO	CONTROL/METHODS/PURE COMPONENT: **YES**	IST no calcula la resistencia del vapor para no infradimensionar el coeficiente de transferencia de ebullición
	MULTICOMPONENTE	CONTROL/ METHODS/PURE COMPONENT **NO (D)** COLD FLUID PROPERTIES **BOILING RANGE**	IST calcula la resistencia del vapor para no sobredimensionar el coeficiente de transferencia de ebullición
CONDENSACION	COMPONENTE PURO	CONTROL/ METHODS/PURE COMPONENT: **YES**	IST no calcula la resistencia del vapor para no infradimensionar el coeficiente de transferencia de condensación
	MULTICOMPONENTE	CONTROL/ METHODS/PURE COMPONENT: **NO**	IST calcula la resistencia del vapor para no sobredimensionar el coeficiente de transferencia de condensación
	INCONDENSABLES	CONTROL/ METHODS/PURE COMPONENT: **MOLE FRACTION INERT AT INLET** **(USANDO POR DEFECTO RPM COMO METODO PARA CONDENSACION)**	No aplica si el único componente que condensa es agua. Los incondensables provocan reducción del coeficiente de transferencia
	POR TUBOS	COLD FLUID PROPERTIES/HEAT RELEASE INPUT METHOD: **PROG.CALCULATES** COLD FLUID PROPERTIES/FLASH TYPE: **DIFFERENTIAL**	Aplica para condensación en flujo por gravedad con separación de fases en los cabezales
LIMITACIONES DE PROPIEDADES FISICAS	MEZCLAS CON COMPUESTOS POLARES	FLUID PROPERTIES/**MIXTURE PROPERTIES VIA GRID** HEAT RELEASE INPUT/ **USER SPECIFIED**	El banco de datos de HTRI no es adecuado en estos casos
	PRESIÓN REDUCIDA ALTA	FLUID PROPERTIES/**MIXTURE PROPERTIES VIA GRID** HEAT RELEASE INPUT/ **USER SPECIFIED**	Es más recomendable introducir los datos disponibles
CARCASAS EN SERIE		GEOMETRY/SHELL	Sólo trabaja con serie o paralelo no su combinación
CAMBIADORES ALIMENTACION-EFLUENTE		HOT FLUID PROPS/COMPONENT/CONSTANTS	Especificar la presión crítica excluyendo los incondensables
EVAPORADORES DE PELICULA		CONTROL/METHODS	Seleccionar el método HTRI par película descendente
CONDENSADORES DE REFLUJO		HOT FLUID PROPERTIES, HEAT RELEASE INPUT	Seleccionar Dew/Bubble point
DOBLE TUBO		SHELL/TEMA TYPE **E** **TUBE PANEL/ 1TUBEPASS & 1TUBE COUNT & DESACTIVAR RIGOUROUS TUBECOUNT**	
TERMOSIFONES	HORIZONTAL	REBOILER PANEL	Si especifcas static head, ajusta caudal y fraccion vaporizado Si no especifcas static head,la calcula para las condiciones de proceso
	VERTICAL		
	VERTICAL POR TUBOS		

6.4. Datos de entrada



Este es el aspecto del programa cuando arrancamos un caso nuevo, en el navegador de la izquierda, aparecen todos los paneles de entrada de datos y resaltados en rojo aquellos que es imprescindible rellenar de acuerdo con el modo de cálculo que hayamos seleccionado.

Hay que prestar atención a los valores por defecto que da HTRI y revisarlos de acuerdo a los criterios de diseño ya expuestos.

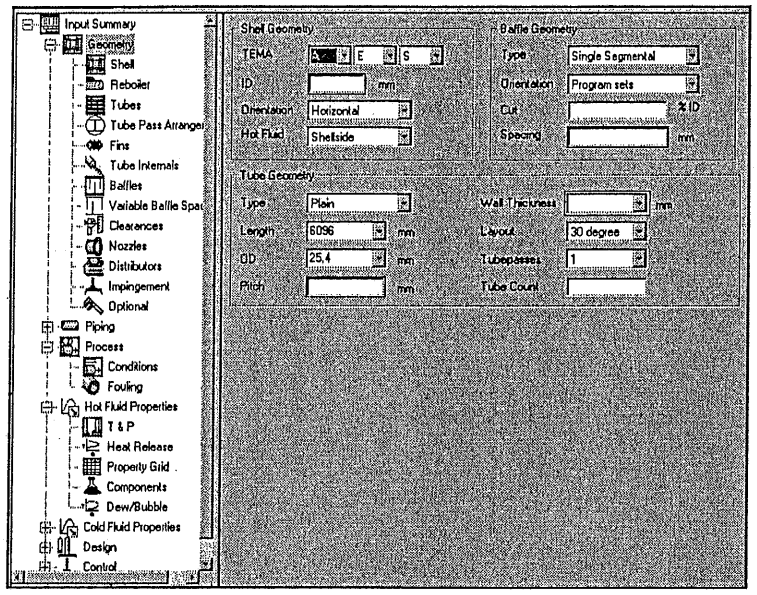
Las unidades que aparecen para cada dato se modifican pinchando ellas con el botón izquierdo del ratón.

Además de la ayuda disponible en la barra del menú principal podemos obtener ayuda específica seleccionando un campo de entrada de datos y pulsando F1.

6.4.1. Datos de Geometría

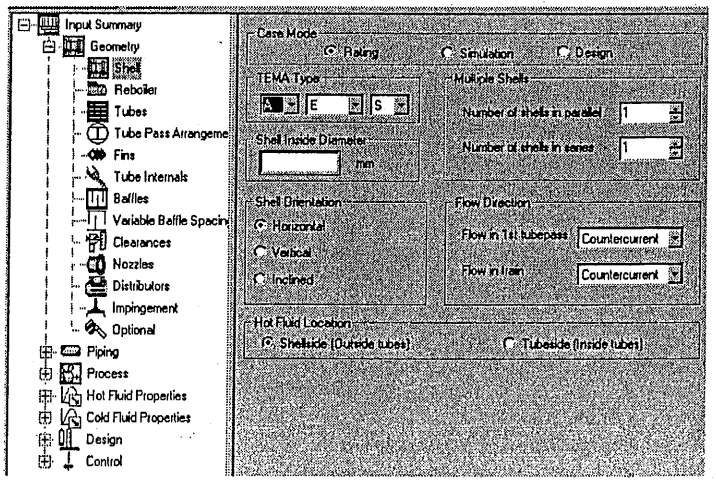
Este panel resume los datos del resto de los paneles de geometría, pero en algún caso es más cómodo usar los menús aplicables a cada caso.

Así el panel tubos en la wall thickness nos ofrece la tabla de galgas o las opciones de la relación del pitch



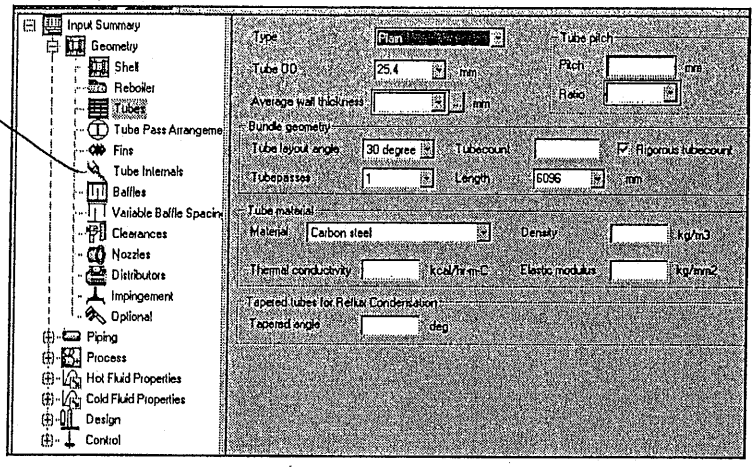
Carcasa:

Aquí podemos especificar el tipo, posición , tamaño y numero de carcasas , pero solo admite disposiciones en serie o paralelo no su combinación.

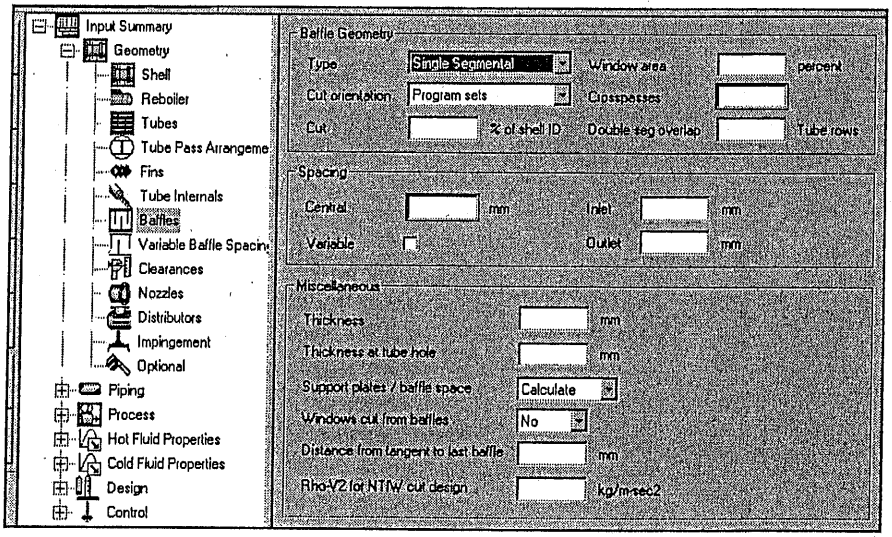


Tubos

- Varilla
- helicoide



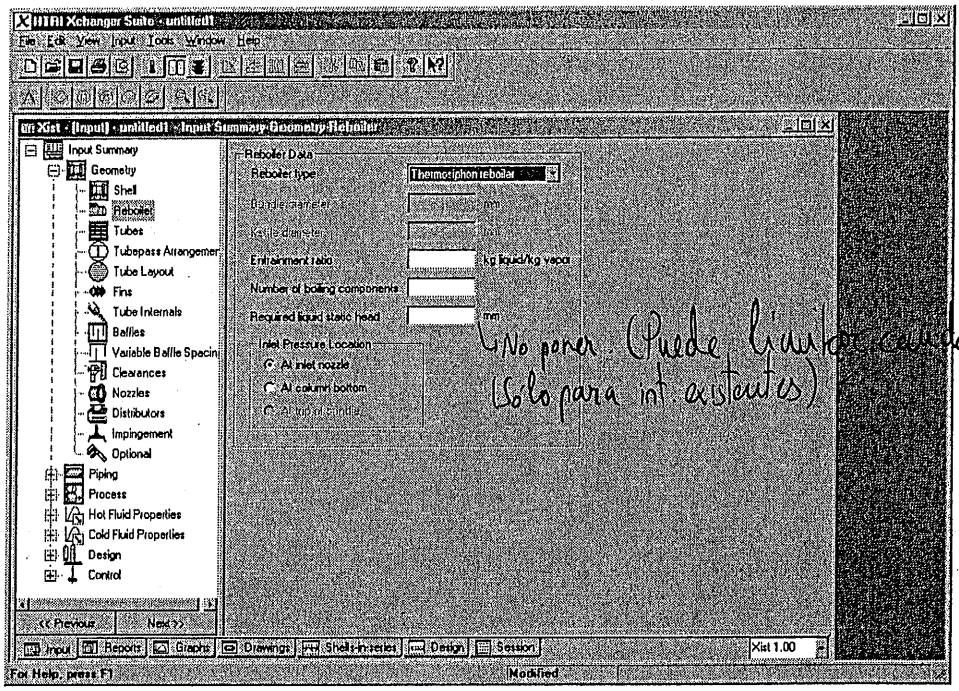
Baffles, es importante recordar como se identifica la posición del corte en el programa ya que no es horizontal o vertical sino paralela o perpendicular al eje de la tubuladura de la carcasa.



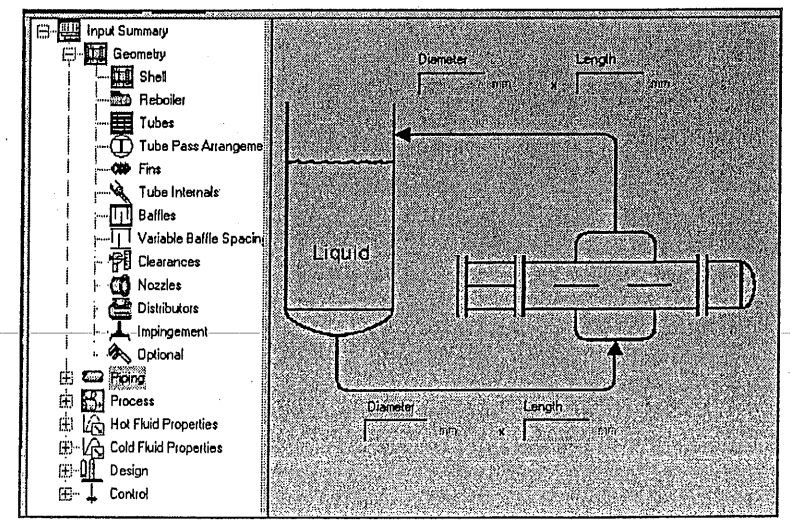
Horizontal → 1 fase.
Vertical → 2 fases.
} Desde mi punto de vista.

6.4.2. Reboilers

Este es el panel para seleccionar el calculo del reboiler especificando la altura estática disponible que limitara la circulación en el cambiador y el entrainment ratio para el diseño de Kettle.

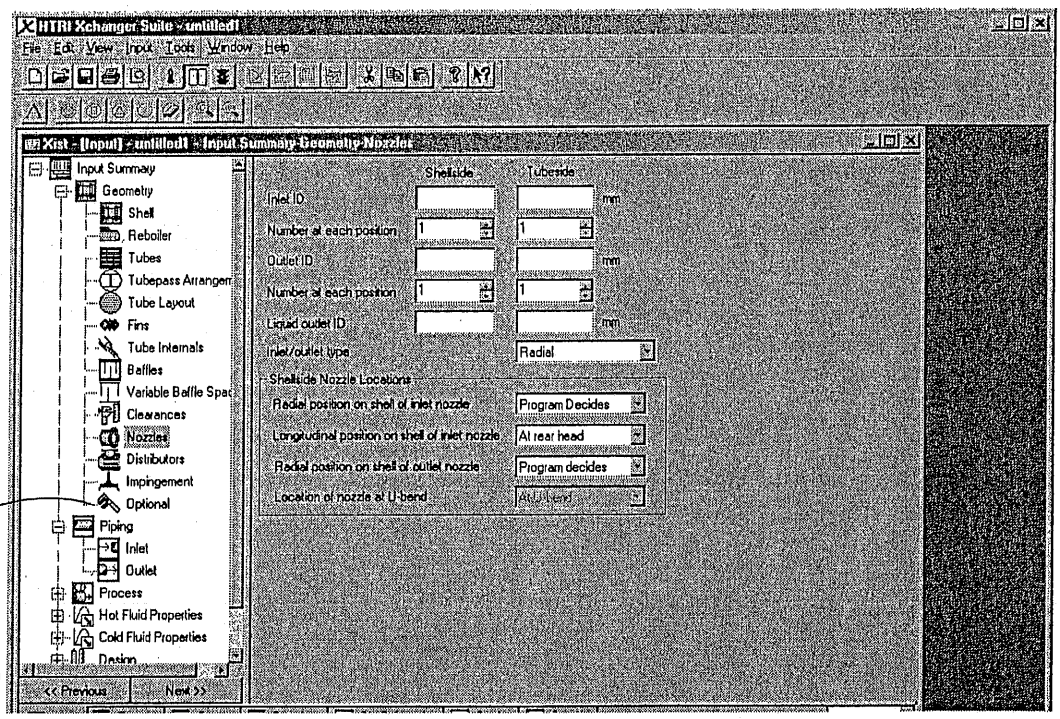


En este panel se puede introducir la configuración de las tuberías asociadas al reboiler para el calculo de la fuerza impulsora valorar la circulación en el equipo



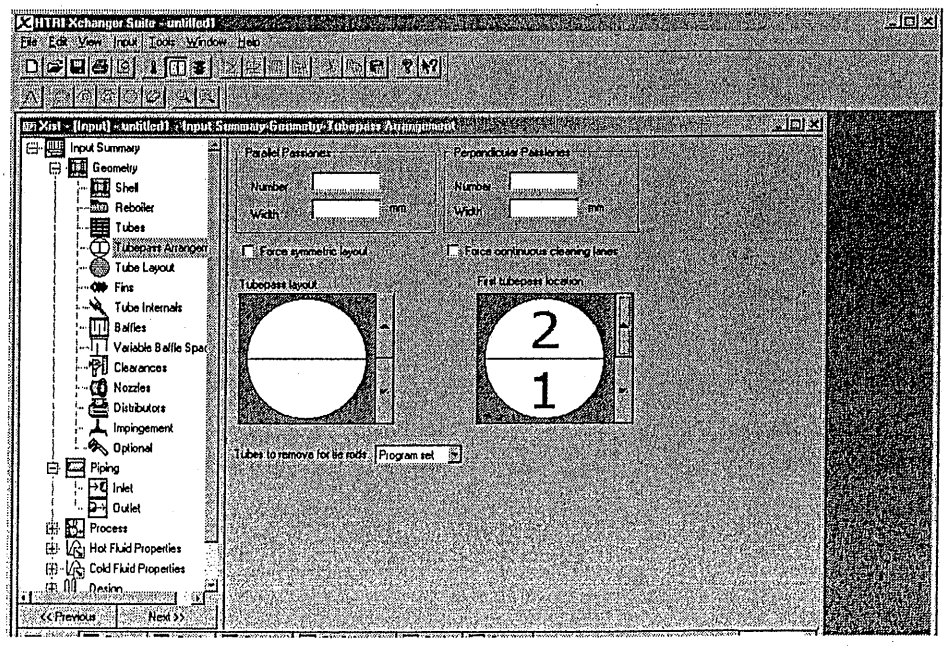
6.4.3. Tubuladuras

Aquí se especifica opcionalmente los tamaños y posición de las tubuladuras, hay que tener en cuenta en carcasas con flujo dividido : J o H el programa ya cuenta con que hay dos posiciones y no hay que introducir dos por posición



colocar P. diseño
(si no se las inventa)

Además para fijar la posición de las tubuladuras del lado tubos cuando hay más de un paso hay que ir al panel siguiente y fijar la situación del primer paso de tubos



6.4.4. Propiedades. (se pueden copiar prop's, geometría etc, de otros intercambiadores)

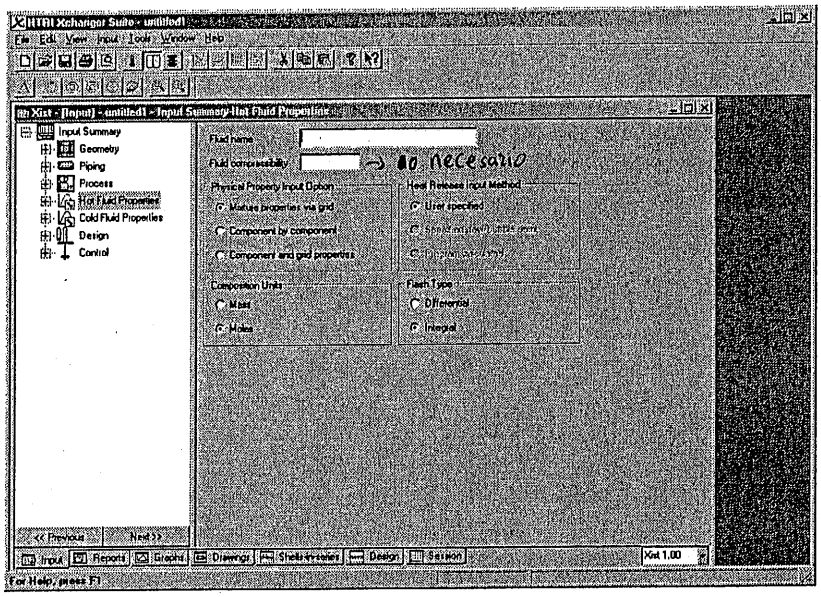
Para introducir las propiedades de los fluidos hay que tener en cuenta tres opciones:

Por tabla, se introducen valores de propiedades a la presión y temperaturas especificadas en una tabla

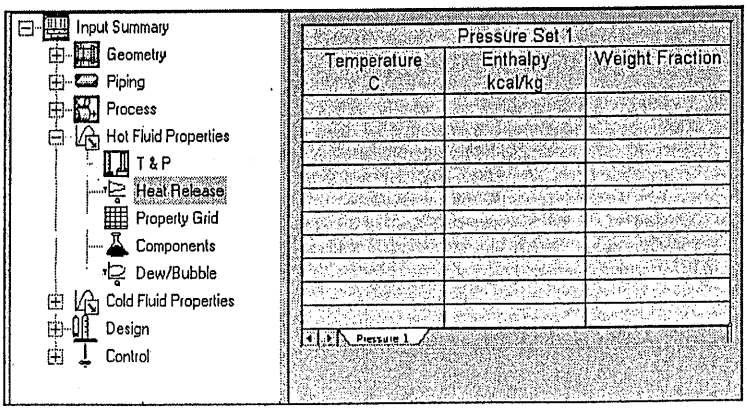
Por componentes, se identifican y se toman las propiedades de la base de datos de HTRI o se define un componente por el usuario y se introducen sus propiedades en los paneles que aparecen pulsando "next", esta opción es muy útil en caso de cambiadores liquido-liquido donde se conocen las propiedades en la entrada y salida.

Por componentes y tablas, sirve para modificar algunas de las propiedades obtenidas de HTRI.

Para cambios de fase es obligatorio, introducir la curva de vaporización o condensación , especificada por el usuario, procedente por ejemplo de datos del un simulador ,calculada como un recta a partir de punto de rocio y de burbuja, solo valida como aproximación para compuestos puros o mezclas con rangos de ebullición- condensación muy estrechos.

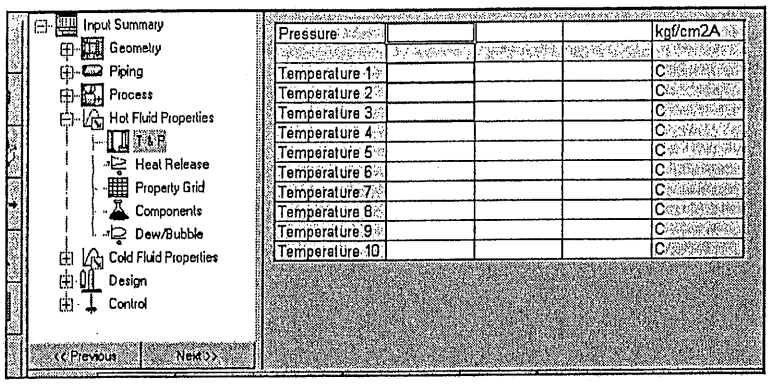


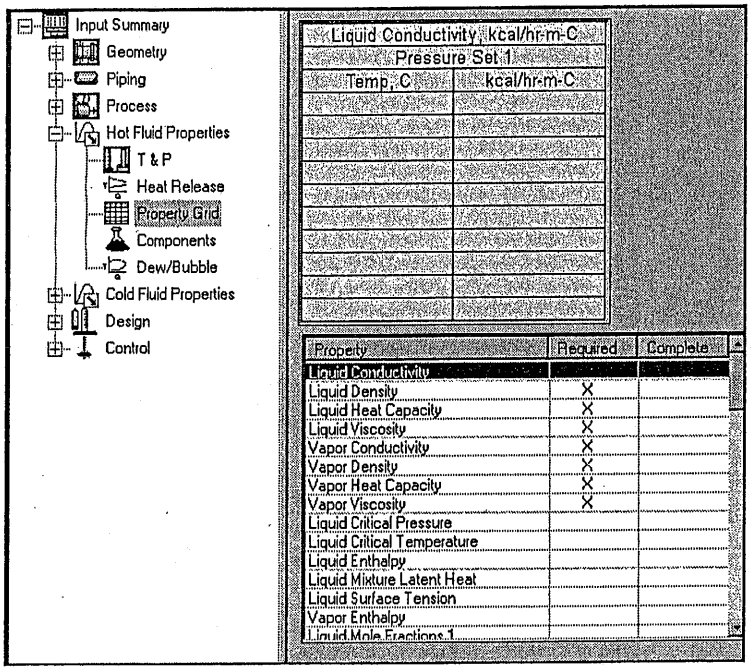
Curva de vaporización-condensación (Se importan de ASPEN) → Pedir subrut



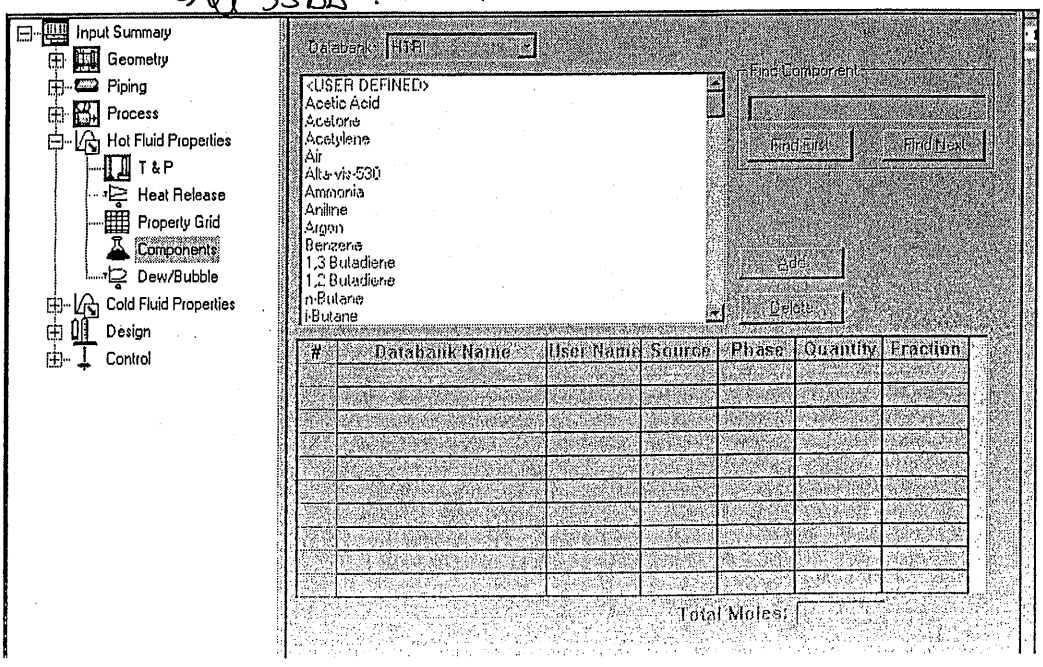
las metemos nosotros. HTRI interpola

Propiedades en tablas

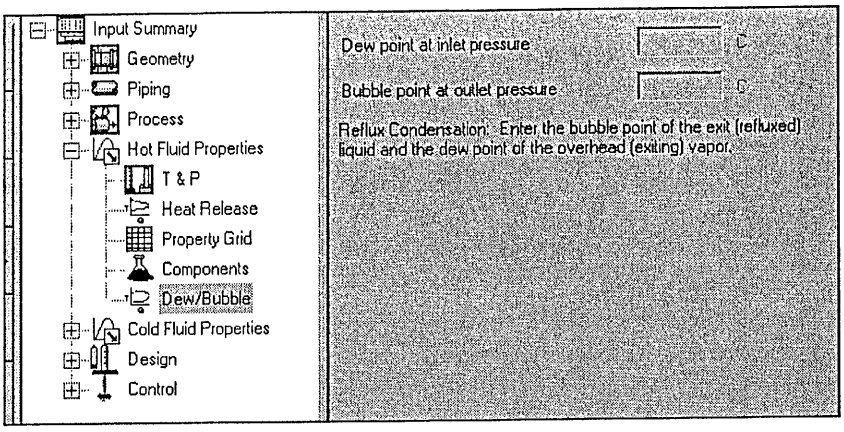




Propiedades definidas componente a componente del banco de datos o especificadas por el usuario (para líquidos) → luego Next (y añadimos prop's).
↳ ej SSDA.

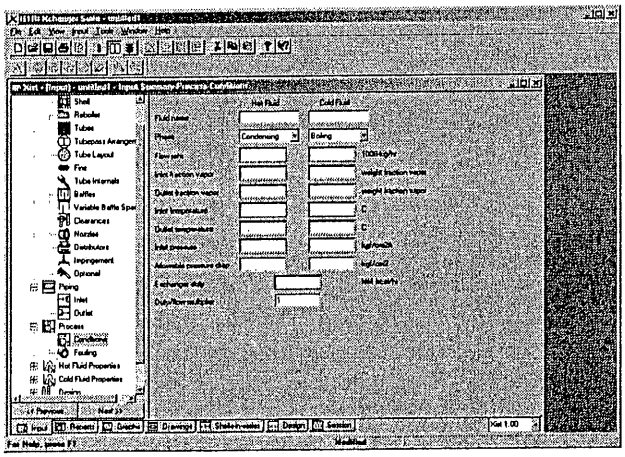


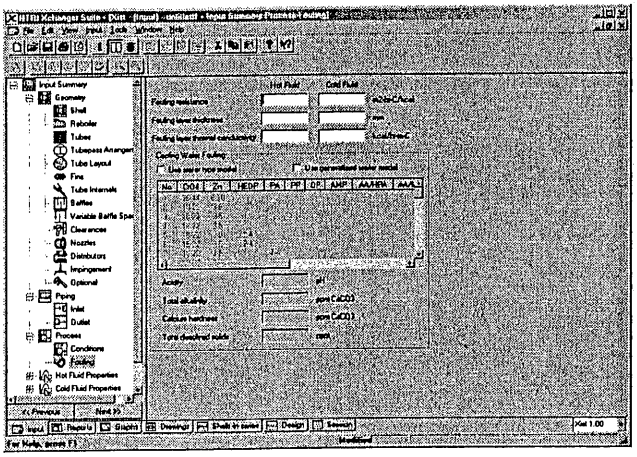
Opción para punto de rocío y burbuja como alternativa a curvas de vaporización,



6.4.5. Datos de proceso

Los datos de proceso del cambiador pueden introducirse en el input summary pero hay un panel especifico :Process, donde se incorpora el duty y es necesario precisar si el fluido esta en ebullición o condensación y el factor de ensuciamiento





En esta Xsuite se ha incorporado un panel de layout donde se representa la placa tubular del equipo y se pueden modificar aspectos constructivos del cambiador cuando se conocen detalles concretos de un equipo y convertirlos en el input de la geometría del caso que estamos calculando.

Definir si es componente puro o mezcla

↑

Ej Diesel.

6.4.6. Resultados.

Cuando obtengamos los resultados del cálculo de Xist debemos leer cuidadosamente los no siempre claros mensajes de atención del programa acerca de las propiedades, la geometría y los resultados.

Los mensajes relacionados con vibraciones deben ser comprobados en la hoja correspondiente de acuerdo a los criterios expuestos anteriormente.

En cuanto al diseño del cambiador, este es el formato de salida de datos tipo resumen de Xist, y se han recirculado los valores a los que debemos prestar atención para analizar los resultados:

Output Summary Page 1

Released to the following HTRI Member Company:
iui
Sistemas de Informacion

Xist Ver. 1.00 14/11/01 13:08 SN: 1600208358 MKH Units

Rating-Horizontal Multipass Flow TEMA AES Shell with Single-Segmental Baffles

See data check report for informative messages.
See runtime report for informative messages.

Process Conditions		Hot Shell		Cold Tube	
Flow rate	(1000-kg/hr)		81,5980		60,1095
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac vap.)	0,000	0,000	0,000	0,000
Inlet/Outlet T	(Deg C)	45,99	37,99	31,99	36,99
Inlet P/Avg	(kgf/cm2A)	4,000	3,814	5,000	4,846
dP/Allow.	(kgf/cm2)	0,373	0,700	0,308	0,700
Fouling	(m2-hr-C/kcal)		0,00020		0,00040

Exchanger Performance					
Shell h	(kcal/m2-hr-C)	508,16	Actual U	(kcal/m2-hr-C)	329,71
Tube h	(kcal/m2-hr-C)	4287,80	Required U	(kcal/m2-hr-C)	331,09
Hot regime	(--)	Sens. Liquid	Duty	(MM kcal/hr)	0,3003
Cold regime	(--)	Sens. Liquid	Area	(m2)	147,885
EMTD	(Deg C)	6,2	Overdesign	(%)	-0,42

Shell Geometry			Baffle Geometry		
TEMA type	(--)	AES	Baffle type	(--)	Segmental
Shell ID	(mm)	640,000	Baffle cut	(Pct Dia.)	21,00
Series	(--)	1	Baffle orientation	(--)	Perpend.
Parallel	(--)	1	Central spacing	(mm)	218,021
Orientation	(deg)	0,00	Crosspasses	(--)	25

Tube Geometry			Nozzles		
Tube type	(--)	Plain	Shell inlet	(mm)	154,051
Tube OD	(mm)	19,050	Shell outlet	(mm)	154,051
Length	(mm)	6095,9	Inlet height	(mm)	39,012
Pitch ratio	(--)	1,2500	Outlet height	(mm)	39,012
Layout	(deg)	90	Tube inlet	(mm)	102,261
Tubecount	(--)	410	Tube outlet	(mm)	102,261
Tubepasses	(--)	4			

Thermal Resistance, %		Velocities; m/sec		Flow Fractions	
Shell	65,04	Shellside	0,62	A	0,125
Tube	9,75	Tubeside	0,95	B	0,524
Fouling	23,56	Crossflow	0,80	C	0,133
Metal	1,651	Window	0,77	E	0,218
				F	0,000

despreciable (calculando a mano) → 0

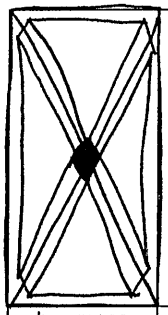
- Las perdidas de carga por tubos y carcasa deben ser próximas a las máximas admisibles pero menores
- El sobrediseño debe ser superior a cero o el especificado en la hoja de datos
- En el reparto de corrientes (flow fractions) la corriente predominante debe ser la B (al menos superior a 0.5) y las corrientes E y F mínimas(no deben alcanzar el 0.3).

óptimo : B = 0'6.

Por defecto coloca alguna podemos poner mas.

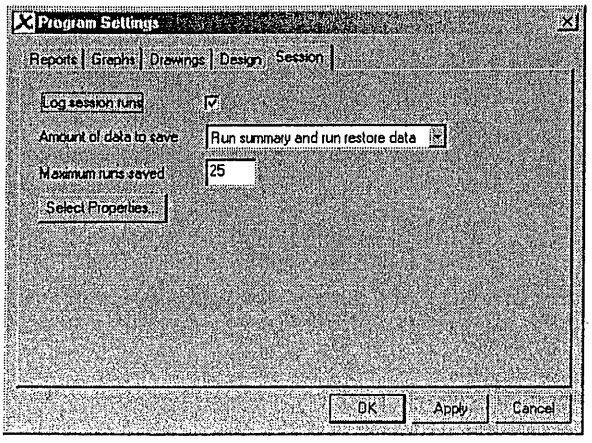
- Antes de modificar el diseño debe tenerse en cuenta cual que el lado controlante en el intercambio de calores aquel de menor coeficiente o lo que es lo mismo aquel que ofrece mayor resistencia térmica. Esto significa que cualquier modificación debe ser realizada en el lado de menor coeficiente, mayor resistencia, para que tenga repercusión sobre el diseño .

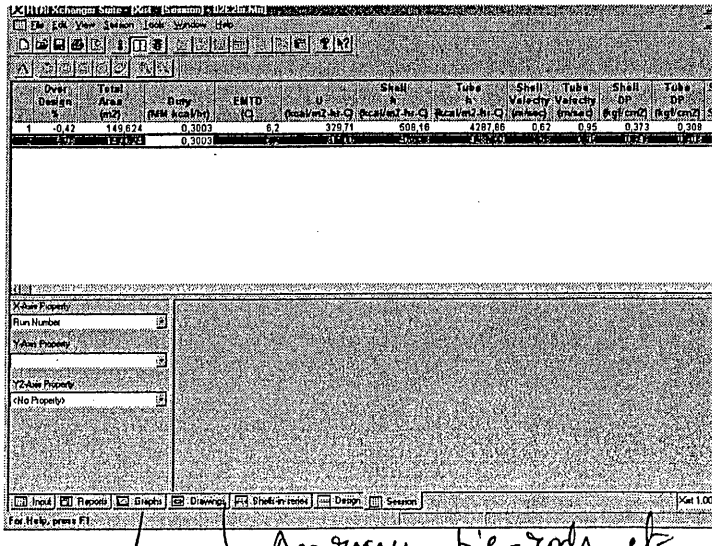
Como guía aproximada en la tabla siguiente se recogen las potencias a las que deberían elevarse las los valores de coeficientes de transmisión de calor o perdidas de carga cuando se modifican las siguientes variables:

	caudal	Nºtubos	Pasos tubos	longitud	d_i	Espaciado baffles	Corte	k	Cp	μ
h carcasa	0.8	-0.8	0.8	0	-1.8	0	0	2/3	1/3	-7/15
h tubos	0.6	0	0	0		-0.3	-0.3	2/3	1/3	-4/15
ΔP tubos	1.8	-1.8	2.8	1	-4.8	0	0	0	0	0.2
ΔP carcasa (flujo cruzado)	1.8	0	0	1	0	-2.8		0	0	0.2

Para facilitar el manejo de los resultados de los distintos casos o intentos de diseño disponemos de una herramienta nueva llamada Session.

Se activa en Edit / Program Settings, y almacena los resultados en una tabla, que además permite recuperar un caso y rodarlo de nuevo para conseguir la salida de resultados completa.



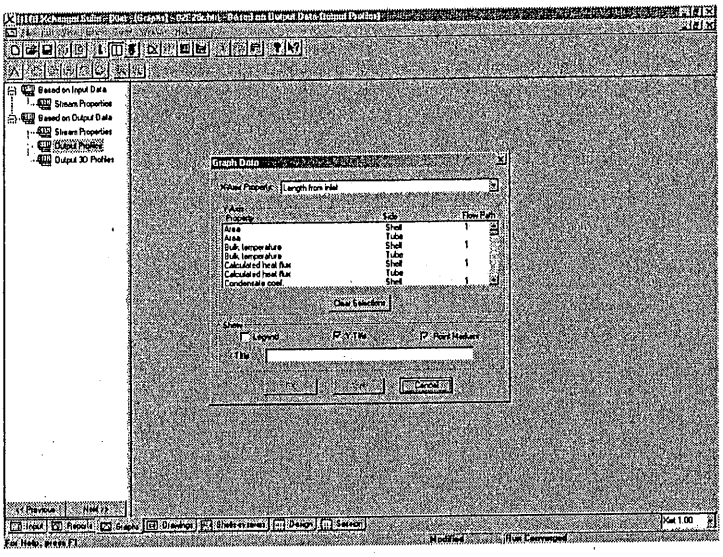


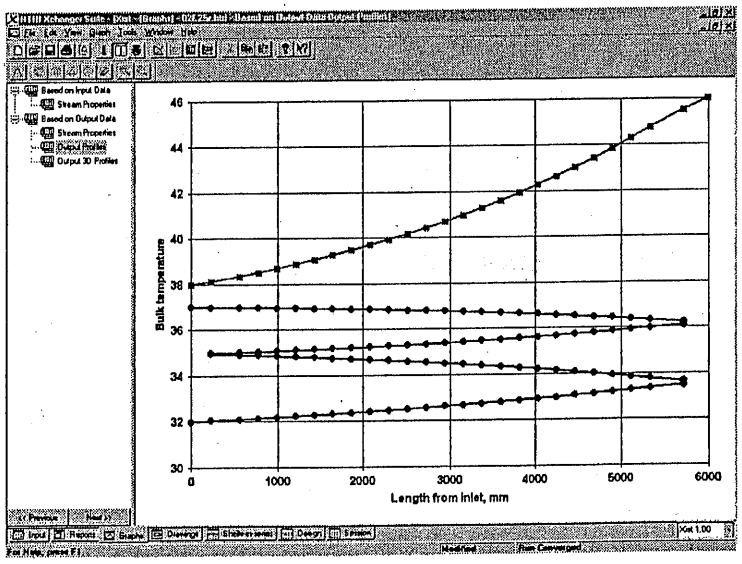
Aparecen tie-rods etc.

detecta cruce T^as.

6.4.7. Gráficas

Otras aplicaciones que pueden ser útiles, son la representación en gráficas de las distintas variables y resultados , que nos pueden ayudar a detectar cruces de temperatura, cambios de fase, o el reparto del duty en carcasas en serie

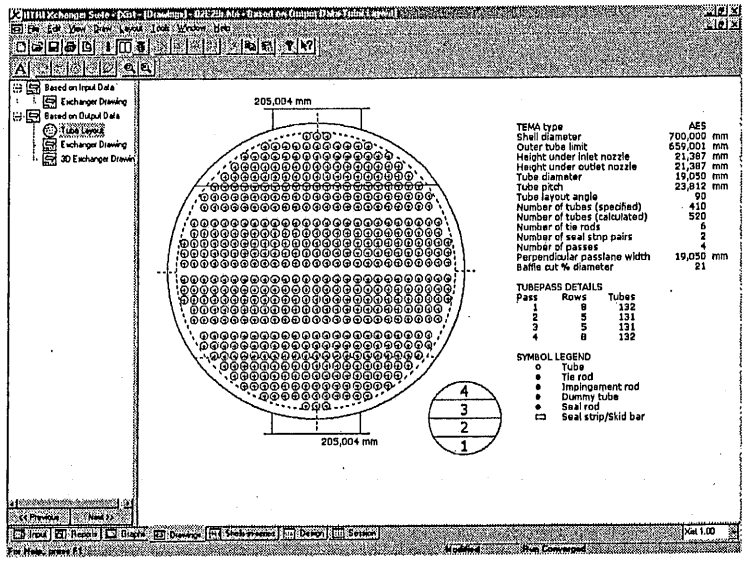


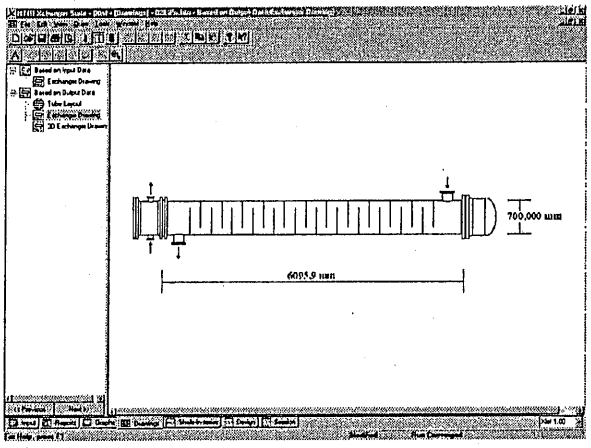


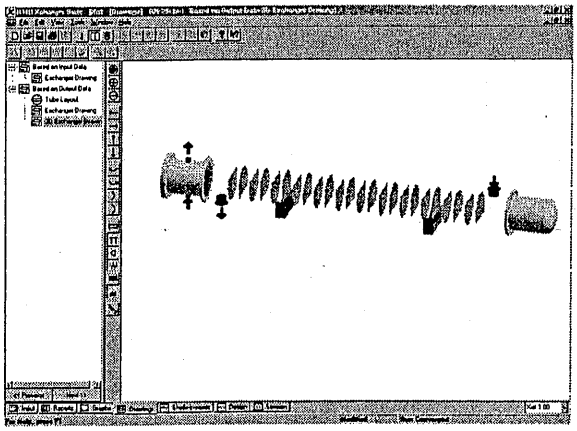
6.4.8. Dibujos

También resulta de mucha ayuda ver la configuracion del cambiador que estamos diseñando , para ello disponemos de Drawing que nos presenta distintas opciones del equipo:

- Plano según los datos de entrada
- Plano según calculos
- Layout de la placa tubular
- Plano 3D del cambiador







Los resultados pueden imprimirse seleccionando todos o solo algunos informes y pueden ser exportados a Excel donde se pueden personalizar.

Entre los formatos de resultados hay dos formatos de hojas de datos un a tipo TEMA y otra rating que pueden ser útiles para presentar los resultados antes de incorporarlos a nuestros formatos.

→ Para 2 carcasas, hay posibilidad de sacar los datos conjunto o de cada una de las carcasas

TABLE 9. TUBE-SHEET LAYOUTS (TUBE COUNTS)
Square Pitch

¾ in. OD tubes on 1-in. square pitch						1 in. OD tubes on 1¼-in. square pitch					
Shell ID, in.	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Shell ID, in.	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	32	26	20	20		8	21	16	14		
10	52	52	40	36		10	32	32	26	24	
12	81	76	68	68	60	12	48	45	40	38	36
13¼	97	90	82	76	70	13¼	61	56	52	48	44
15¼	137	124	116	108	108	15¼	81	76	68	68	64
17¼	177	166	158	150	142	17¼	112	112	96	90	82
19¼	224	220	204	192	188	19¼	138	132	128	122	116
21¼	277	270	246	240	234	21¼	177	166	158	152	148
23¼	341	324	308	302	292	23¼	213	208	192	184	184
25	413	394	370	356	346	25	260	252	238	226	222
27	481	460	432	420	408	27	300	288	278	268	260
29	553	526	480	468	456	29	341	326	300	294	286
31	657	640	600	580	560	31	406	398	380	368	358
33	749	718	688	676	648	33	465	460	432	420	414
35	845	824	780	766	748	35	522	518	488	484	472
37	934	914	886	866	838	37	596	574	562	544	532
39	1049	1024	982	968	948	39	665	644	624	612	600

1¼ in. OD tubes on 1 9/16-in. square pitch						1½ in. OD tubes on 1⅞-in. square pitch					
10	16	12	10								
12	30	24	22	16	16	12	16	16	12	12	
13¼	32	30	30	22	22	13¼	22	22	16	16	
15¼	44	40	37	35	31	15¼	29	29	25	24	22
17¼	56	53	51	48	44	17¼	39	39	34	32	29
19¼	78	73	71	64	56	19¼	50	48	45	43	39
21¼	96	90	86	82	78	21¼	62	60	57	54	50
23¼	127	112	106	102	96	23¼	78	74	70	66	62
25	140	135	127	123	115	25	94	90	86	84	78
27	166	160	151	146	140	27	112	108	102	98	94
29	193	188	178	174	166	29	131	127	120	116	112
31	226	220	209	202	193	31	151	146	141	138	131
33	258	252	244	238	226	33	176	170	164	160	151
35	293	287	275	268	258	35	202	196	188	182	176
37	334	322	311	304	293	37	224	220	217	210	202
39	370	362	348	342	336	39	252	246	237	230	224

TABLE 9. TUBE-SHEET LAYOUTS (TUBE COUNTS).—(*Continued*)
Triangular Pitch

Shell ID, in.	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
¾ in. OD tubes on 15/16-in. triangular pitch					
8	36	32	26	24	18
10	62	56	47	42	36
12	109	98	86	82	78
13¼	127	114	96	90	86
15¼	170	160	140	136	128
17¼	239	224	194	188	178
19¼	301	282	252	244	234
21¼	361	342	314	306	290
23¼	442	420	386	378	364
25	532	506	468	446	434
27	637	602	550	536	524
29	721	692	640	620	594
31	847	822	766	722	720
33	974	938	878	852	826
35	1102	1068	1004	988	958
37	1240	1200	1144	1104	1072
39	1377	1330	1258	1248	1212
1 in. OD tubes on 1¼-in. triangular pitch					
8	21	16	16	14	
10	32	32	26	24	
12	55	52	48	46	44
13¼	68	66	58	54	50
15¼	91	86	80	74	72
17¼	131	118	106	104	94
19¼	163	152	140	136	128
21¼	199	188	170	164	160
23¼	241	232	212	212	202
25	294	282	256	252	242
27	349	334	302	296	286
29	397	376	338	334	316
31	472	454	430	424	400
33	538	522	486	470	454
35	608	592	562	546	532
37	674	664	632	614	598
39	766	736	700	688	672
1½ in. OD tubes on 1⅞-in. triangular pitch					
12	18	14	14	12	12
13¼	27	22	18	16	14
15¼	36	34	32	30	27
17¼	48	44	42	38	36
19¼	61	58	55	51	48
21¼	76	72	70	66	61
23¼	95	91	86	80	76
25	115	110	105	98	95
27	136	131	125	118	115
29	160	154	147	141	136
31	184	177	172	165	160
33	215	206	200	190	184
35	246	238	230	220	215
37	275	268	260	252	246
39	307	299	290	284	275

Shell ID, in.	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
¾ in. OD tubes on 1-in. triangular pitch					
8	37	30	24	24	
10	61	52	40	36	
12	92	82	76	74	70
13¼	109	106	86	82	74
15¼	151	138	122	118	110
17¼	203	196	178	172	166
19¼	262	250	226	216	210
21¼	316	302	278	272	260
23¼	384	376	352	342	328
25	470	452	422	394	382
27	559	534	488	474	464
29	630	604	556	538	508
31	745	728	678	666	640
33	856	830	774	760	732
35	970	938	882	864	848
37	1074	1044	1012	986	870
39	1206	1176	1128	1100	1078
1¼ in. OD tubes on 1 9/16-in. triangular pitch					
10	20	18	14		
12	32	30	26	22	20
13¼	38	36	32	28	26
15¼	54	51	45	42	38
17¼	69	66	62	58	54
19¼	95	91	86	78	69
21¼	117	112	105	101	95
23¼	140	136	130	123	117
25	170	164	155	150	140
27	202	196	185	179	170
29	235	228	217	212	202
31	275	270	255	245	235
33	315	305	297	288	275
35	357	348	335	327	315
37	407	390	380	374	357
39	449	436	425	419	407

TABLE 11. DIMENSIONS OF STEEL PIPE (IPS)

Nominal pipe size, IPS, in.	OD, in.	Schedule No.	ID, in.	Flow area per pipe, in.^{2}	Surface per lin ft, ft.^{2}/ft.		Weight per lin ft, lb steel
					Outside	Inside	
⅛	0.405	40*	0.269	0.058	0.106	0.070	0.25
		80†	0.215	0.036		0.056	0.32
¼	0.540	40*	0.364	0.104	0.141	0.095	0.43
		80†	0.302	0.072		0.079	0.54
⅜	0.675	40*	0.493	0.192	0.177	0.129	0.57
		80†	0.423	0.141		0.111	0.74
½	0.840	40*	0.622	0.304	0.220	0.163	0.85
		80†	0.546	0.235		0.143	1.09
¾	1.05	40*	0.824	0.534	0.275	0.216	1.13
		80†	0.742	0.432		0.194	1.48
1	1.32	40*	1.049	0.864	0.344	0.274	1.68
		80†	0.957	0.718		0.250	2.17
1¼	1.66	40*	1.380	1.50	0.435	0.362	2.28
		80†	1.278	1.28		0.335	3.00
1½	1.90	40*	1.610	2.04	0.498	0.422	2.72
		80†	1.500	1.76		0.393	3.64
2	2.38	40*	2.067	3.35	0.622	0.542	3.66
		80†	1.939	2.95		0.508	5.03
2½	2.88	40*	2.469	4.79	0.753	0.647	5.80
		80†	2.323	4.23		0.609	7.67
3	3.50	40*	3.068	7.38	0.917	0.804	7.58
		80†	2.900	6.61		0.760	10.3
4	4.50	40*	4.026	12.7	1.178	1.055	10.8
		80†	3.826	11.5		1.002	15.0
6	6.625	40*	6.065	28.9	1.734	1.590	19.0
		80†	5.761	26.1		1.510	28.6
8	8.625	40*	7.981	50.0	2.258	2.090	28.6
		80†	7.625	45.7		2.000	43.4
10	10.75	40*	10.02	78.8	2.814	2.62	40.5
		60	9.75	74.6		2.55	54.8
12	12.75	30	12.09	115	3.338	3.17	43.8
14	14.0	30	13.25	138	3.665	3.47	54.6
16	16.0	30	15.25	183	4.189	4.00	62.6
18	18.0	20‡	17.25	234	4.712	4.52	72.7
20	20.0	20	19.25	291	5.236	5.05	78.6
22	22.0	20‡	21.25	355	5.747	5.56	84.0
24	24.0	20	23.25	425	6.283	6.09	94.7

* Commonly known as standard.

† Commonly known as extra heavy.

‡ Approximately.

TABLE 12. FOULING FACTORS*

Temperature of heating medium	Up to 240°F		240–400°F†	
Temperature of water	125°F or less		Over 125°F	
Water	Water velocity, fps		Water velocity, fps	
	3 ft and less	Over 3 ft	3 ft and less	Over 3 ft
Sea water	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Brackish water	0.002	0.001	0.003	0.002
Cooling tower and artificial spray pond:				
Treated make-up	0.001	0.001	0.002	0.002
Untreated	0.003	0.003	0.005	0.004
City or well water (such as Great Lakes)	0.001	0.001	0.002	0.002
Great Lakes	0.001	0.001	0.002	0.002
River water:				
Minimum	0.002	0.001	0.003	0.022
Mississippi	0.003	0.002	0.004	0.003
Delaware, Schuylkill	0.003	0.002	0.004	0.003
East River and New York Bay	0.003	0.002	0.004	0.003
Chicago sanitary canal	0.008	0.006	0.010	0.008
Muddy or silty	0.003	0.002	0.004	0.003
Hard (over 15 grains/gal)	0.003	0.003	0.005	0.005
Engine jacket	0.001	0.001	0.001	0.001
Distilled	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Treated boiler feedwater	0.001	0.0005	0.001	0.001
Boiler blowdown	0.002	0.002	0.002	0.002

† Ratings in the last two columns are based on a temperature of the heating medium of 240 to 400°F. If the heating medium temperature is over 400°F, and the cooling medium is known to scale these ratings should be modified accordingly.

Petroleum Fractions

Oils (industrial):		Liquids (industrial):	
Fuel oil	0.005	Organic	0.001
Clean recirculating oil	0.001	Refrigerating liquids, heating, cooling, or evaporating	0.001
Machinery and transformer oils	0.001	Brine (cooling)	0.001
Quenching oil	0.004	Atmospheric distillation units:	
Vegetable oils	0.003	Residual bottoms, less than 25°API	0.005
Gases, vapors (industrial):		Distillate bottoms, 25°API or above	0.002
Coke-oven gas, manufactured gas	0.01	Atmospheric distillation units:	
Diesel-engine exhaust gas	0.01	Overhead untreated vapors	0.0013
Organic vapors	0.0005	Overhead treated vapors	0.003
Steam (non-oil bearing)	0.0	Side-stream cuts	0.0013
Alcohol vapors	0.0	Vacuum distillation units:	
Steam, exhaust (oil bearing from reciprocating engines)	0.001	Overhead vapors to oil:	
Refrigerating vapors (condensing from reciprocating compressors)	0.002	From bubble tower (partial condenser)	0.001
Air	0.002	From flash pot (no appreciable reflux)	0.003

(1) *Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association*, 2d ed., *New York*, 1949.

TABLE 12. FOULING FACTORS.*—(*Continued*)

Overhead vapors in water-cooled condensers:	
From bubble tower (final condenser)	0.001
From flash pot	0.04
Side stream:	
To oil	0.001
To water	0.002
Residual bottoms, less than 20°API	0.005
Distillate bottoms, over 20°API	0.002
Natural gasoline stabilizer units:	
Feed	0.0005
O.H. vapors	0.0005
Product coolers and exchangers	0.0005
Product reboilers	0.001
H_2S Removal Units:	
For overhead vapors	0.001
Solution exchanger coolers	0.0016
Reboiler	0.0016
Cracking units:	
Gas oil feed:	
Under 500°F	0.002
500°F and over	0.003
Naphtha feed:	
Under 500°F	0.002
500°F and over	0.004
Separator vapors (vapors from separator, flash pot, and vaporizer)	0.006
Bubble-tower vapors	0.002
Residuum	0.010
Absorption units:	
Gas	0.002
Fat oil	0.002
Lean oil	0.002
Overhead vapors	0.001
Gasoline	0.0005
Debutanizer, Depropanizer, Depentanizer, and Alkylation Units:	
Feed	0.001
Overhead vapors	0.001
Product coolers	0.001
Product reboilers	0.002
Reactor feed	0.002
Lube treating units:	
Solvent oil mixed feed	0.002
Overhead vapors	0.001
Refined oil	0.001
Refined oil heat exchangers water cooled‡	0.003
Gums and tars:	
Oil-cooled and steam generators	0.005
Water-cooled	0.003
Solvent	0.001
Deasphaltizing units:	
Feed oil	0.002
Solvent	0.001
Asphalt and resin:	
Oil-cooled and steam generators	0.005
Water-cooled	0.003
Solvent vapors	0.001
Refined oil	0.001
Refined oil water cooled	0.003
Dewaxing units:	
Lube oil	0.001
Solvent	0.001
Oil wax mix heating	0.001
Oil wax mix cooling‡	0.003

‡ Precautions must be taken against deposition of wax.

Crude Oil Streams

	0–199°F			200–299°F			300–499°F			500°F and over		
	Velocity, fps											
	Under 2 ft	2–4 ft	4 ft and over	Under 2 ft	2–4 ft.	4 ft and over	Under 2 ft	2–4 ft	4 ft and over	Under 2 ft	2–4 ft	4 ft and over
Dry..	.0.003	0.002	0.002	0.003	0.002	0.002	0.004	0.003	0.002	0.005	0.004	0.003
Salt§	.0.003	0.002	0.002	0.005	0.004	0.004	0.006	0.005	0.004	0.007	0.006	0.005

§ Refers to a wet crude—any crude that has not been dehydrated.

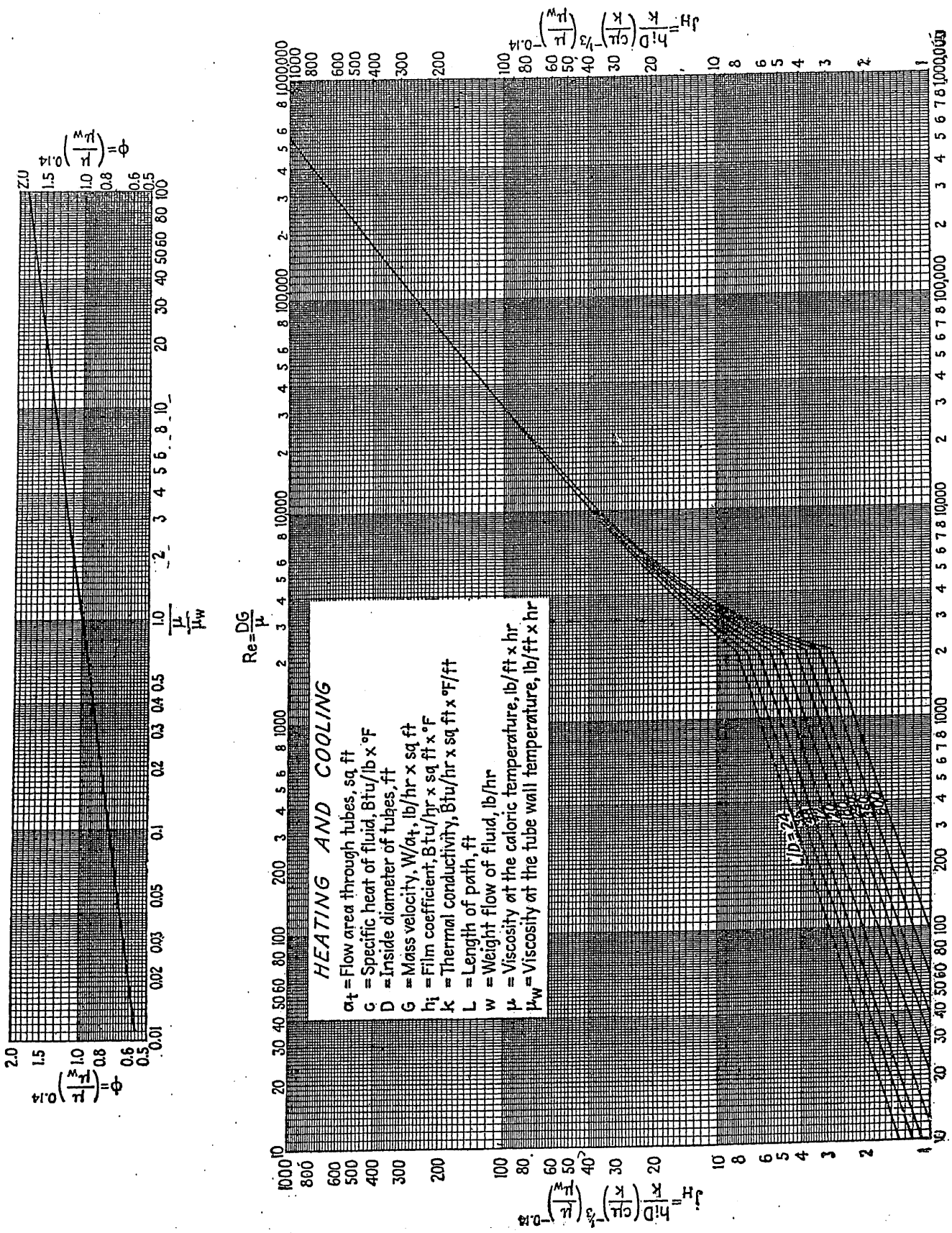


Fig. 24. Tube-side heat-transfer curve. (*Adapted from Sieder and Tate.*)

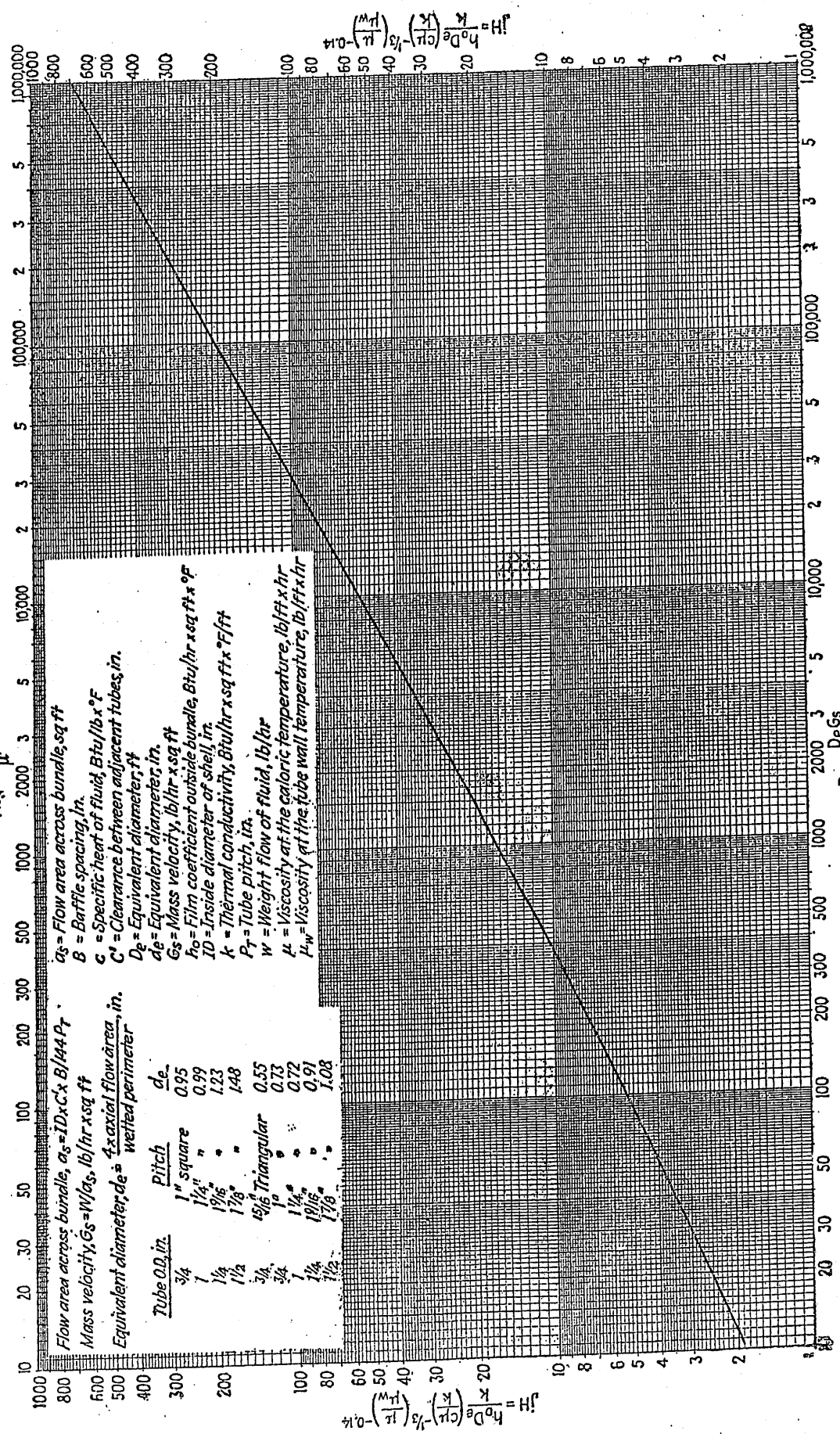


FIG. 28. Shell-side heat-transfer curve for bundles with 25% cut segmental baffles.

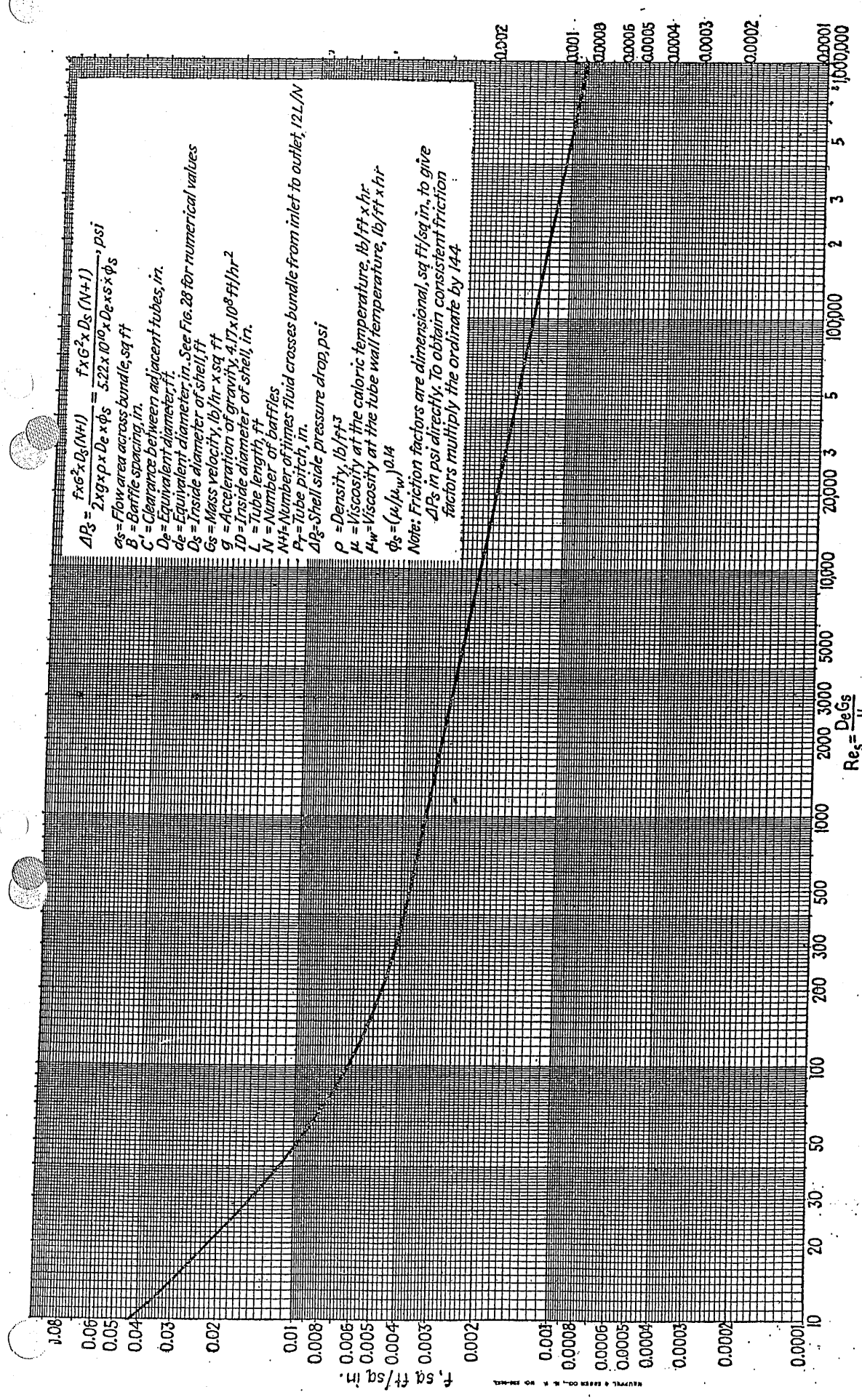


FIG. 29. Shell-side friction factors for bundles with 25% cut segmental baffles.

7. REHERVIDORES

Se denominan así los cambiadores de calor asociados a columnas de destilación que revaporizan los componentes ligeros del liquido proveniente del último plato de la columna. De acuerdo a su funcionamiento hidrodinámico pueden agruparse en tres tipos:

- Unidades con acumulación como los Kettle y los rehervidores internos a las columnas.
- Unidades de recirculación de alta velocidad como termosifones y rehervidores de circulación forzada.
- Unidades del flujo descendente, menos utilizadas.

La selección del tipo de rehervidor depende del porcentaje de vaporización requerido y las propiedades del fluido, lo que a su vez está condicionado por las condiciones de operación de la columna y la superficie de intercambio necesaria.

A continuación se describen los diferentes tipos mencionados:

Kettle

La disposición típica de estos equipos consiste en haces de tubos de dos pasos normalmente en U insertados en una carcasa agrandada que sirve de acumulador de liquido y de separador de gotas para la fase vapor y con un rebosadero para mantener un nivel de liquido que permita cubrir completamente los tubos.

Aplicaciones típicas para estos cambiadores son las operaciones en vacío, porcentajes de vaporizado hasta 60% y rango de ebullición de mezclas estrecho, ya que de lo contrario se concentraría la fase liquida en los compuestos más pesados y se aumentaría la temperatura de ebullición, o en el caso de sustancias puras con incrementos de temperatura bajos.

Alta velocidad de transferencia de calor.

Fluidos limpios ya que el tiempo de residencia en el kettle favorece el ensuciamiento y la configuración del cambiador dificulta la limpieza, pues los haces en U se extraen con facilidad pero no resulta fácil la limpieza de los tubos centrales.

Rehervidores internos

Se trata de haces que se insertan directamente en la columna, eliminando la carcasa y las tuberías asociadas y aunque la brida que soporta el haz sea más cara, el coste del equipo es menor si hablamos de superficies de intercambio moderadas. La longitud del haz está limitada por la columna que lo aloja y puede conducir a una relación diámetro/longitud elevada favoreciéndose valores bajos para el máximo heat flux en servicios con elevada diferencia de temperatura.

Termosifón vertical

La disposición más habitual es vaporizado por tubos en un paso tanto por tubos como carcasa. Suelen instalarse en las estructuras de la propia columna si su tamaño lo permite. La circulación en el cambiador depende del balance entre las pérdidas de carga en el circuito y la altura del liquido en la columna.

Estos equipos presentan ventajas como:

- Utilización de carcasas tipo E de bajo coste
- El trazado de tuberías asociadas al equipo es más corto y simple
- La velocidad de circulación es mayor que en otros tipos y esto dificulta el ensuciamiento.
- En condiciones de operación a presión elevada o con fluidos corrosivos el diseño resulta más barato.

Pero como este tipo de rehervidores están condicionados por la circulación natural para su buen funcionamiento son muy sensibles al subenfriamiento o pueden presentar problemas por elevadas viscosidades o poca diferencia entre densidades del vapor y el liquido (a elevadas presiones).

En esta tabla se estudia el tipo de rehervidor más aconsejable para distintas condiciones de proceso.

Media presión:	Vertical por tubos / E
Próximo a presión crítica:	Horizontal por carcasa / Kettle
ΔT medio:	Vertical por tubos / E
ΔT elevado:	Horizontal por carcasa / Kettle, G, H
Rango de ebullición bajo (<20ºC):	Vertical por tubos / E
Rango de ebullición amplio:	Horizontal por carcasa / G, H, J, E
Fouling medio alto:	Vertical por tubos / E
Fouling muy alto:	Horizontal por tubos / E
Alta viscosidad:	Horizontal por tubos / E

Consideraciones en el diseño de termosifones

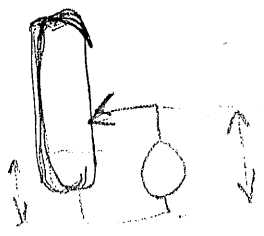
- Circulación a través del Rehervidor

  Si se trata de termosifones o kettle de circulación natural es fundamental realizar un estudio de la altura dinámica de liquido disponible frente a las pérdidas de carga para permitir la circulación a través del circuito y el cambiador.

  En estos equipos, las pérdidas de carga en el cambiador deben ser muy bajas entre 0,03 y 0,1 kg/cm^2 del lado del fluido vaporizado. Estos valores bajos se obtienen limitándose a un paso por tubo o dividiendo el flujo por carcasa, según el caso. Estas pérdidas de carga reducidas permitirán que no sea necesario elevar demasiado la columna en relación al rehervidor.

  Para los kettle, la ausencia de la fase liquida en la línea de retorno a la columna permite mayor libertad en el montaje y mejor funcionamiento, a menos que se pretenda retornar la fase liquida a la columna para su posterior extracción en cuyo caso será la circulación del liquido la que determinará la posición relativa a la columna.

  La circulación del producto se establece naturalmente a causa de la variación de densidad. La fuerza motriz creada por la diferencia de alturas manométricas correspondientes a las tuberías de alimentación y retorno del rehervidor debe ser igual a la suma de las pérdidas de carga de las tuberías que conectan el equipo con la columna.



Calcular el rehervidor con fouling. (20%
Calcular el intercambiador anterior con fouling 0 → Si Film boiling → ↓LMTD
↳ No " (O.K.)

101.

- Fouling

En el caso de los rehervidores los coeficientes de transmisión de calor suelen ser altos y la resistencia térmica correspondiente al fouling es muy significativa en la superficie de intercambio requerido.

Por ello es especialmente importante comprobar el diseño en condiciones de puesta en marcha donde sin ensuciamiento y con fouling igual a cero, el rehervidor dispone de exceso de superficie lo que conducirá a un mayor flujo de calor del esperado y el consiguiente film boiling. En esta situación solo cabe "anular" parte de la superficie del cambiador, permitiendo la inundación parcial de los tubos con liquido si mediante una válvula en la línea de alimentación o en el vapor condensante.

Para minimizar el efecto negativo del fouling en el diseño se puede diseñar primero para estas condiciones:

- la mayor velocidad
- la menor fracción de vaporizado
- la menor temperatura de pared
- fouling = 0
- Sobrediseño del 20-30% por seguridad y para cubrir el caso de presencia de fouling y después comprobar el diseño con el fouling especificado.

- Rangos de ebullición amplios

Para fluidos constituidos por mezclas donde el rango de temperaturas de ebullición puede ser mayor de 20ºC pueden aparecer problemas por vaporización preferente de los componentes más ligeros y consiguiente concentración de los pesados, la viscosidad puede ser mayor lo que dificulta la circulación reduciendo los coeficientes de transferencia. En estos casos es aconsejable utilizar termosifones horizontales por carcasa.

- Operación en torno a la presión crítica

En las proximidades de la presión crítica la densidad del vapor y el liquido se aproximan y la fuerza impulsora en el termosifón.

Es más adecuado operar con kettle aunque las dimensiones de las carcasas los hacen caros para altas presiones o bien con rehervidores internos. En rehervidores verticales con bajos ΔT a alta presión se produce film boiling y la única opción puede ser diseñar para ese régimen.

- Operación a vacío

En la destilación de pesados puede ser preciso operar a vacío, en estas condiciones los coeficientes de transferencia son más bajos debido a:

- mayor presencia de fluido subenfriado
- dificultades para nucleate boiling.
- peor circulación por la zona sin ebullición y la diferencia de densidades vapor-liquido.

En general los problemas que surgen son de hidrodinámica por lo que parece acertado utilizar kettle que son los menos sensibles en este aspecto.

- Operación con bajo ΔT

  En estas condiciones con ΔT en torno a 4ºC el flujo de calor (heat flux) y la velocidad de vaporización son bajos lo que dificulta la circulación en los termosifones. Para estos casos son más indicados los termosifones horizontales, los kettles o cambiadores de película descendente.

- Operación con alto ΔT

  Es la condición más problemática que puede limitar el diseño en tres aspectos:

  - film boiling
  - flujo tipo mist
  - flujo inestable

  El elevado salto de temperatura conduce a flujos de calor muy elevados y en estas condiciones es fácil superar el critical heat flux. En este momento, se alcanza ebullición tipo film boiling quedando las paredes sin contacto con el liquido y bajando el coeficiente de transferencia.

  La presencia de mas vapor y mayor velocidad en el flujo favorece el régimen de mist flow que no es deseable.

- Tipos de regímenes de flujo

  Desde el punto de vista de la transferencia de calor y la pérdida de carga se consideran dos regímenes principales:

  - gravity-controlled
  - shear-controlled

  Los patrones de flujo estatificados, anulares, etc que conocemos se agrupan en uno de estos dos tipos principales.

El flujo en dos fases dentro de tubos horizontales puede corresponder a alguna de los tipos que aparecen en la siguiente figura:

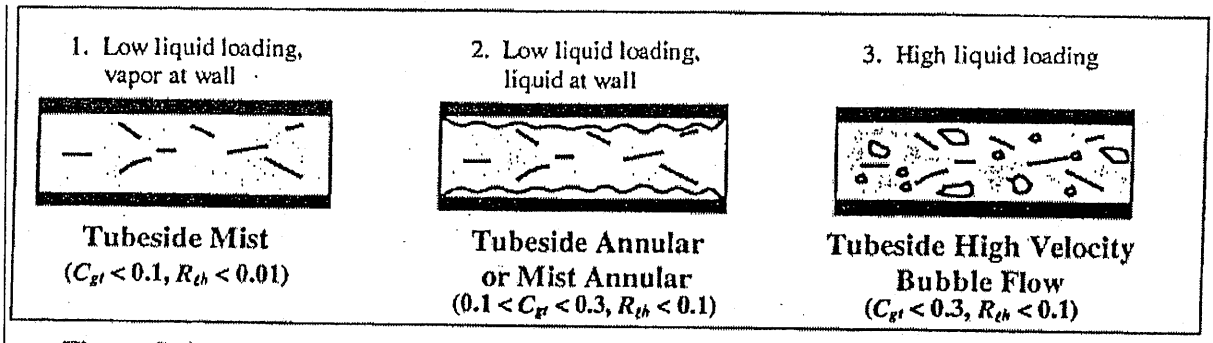


Figure B6.2-1. Horizontal tubeside flow patterns in the shear-controlled flow regime

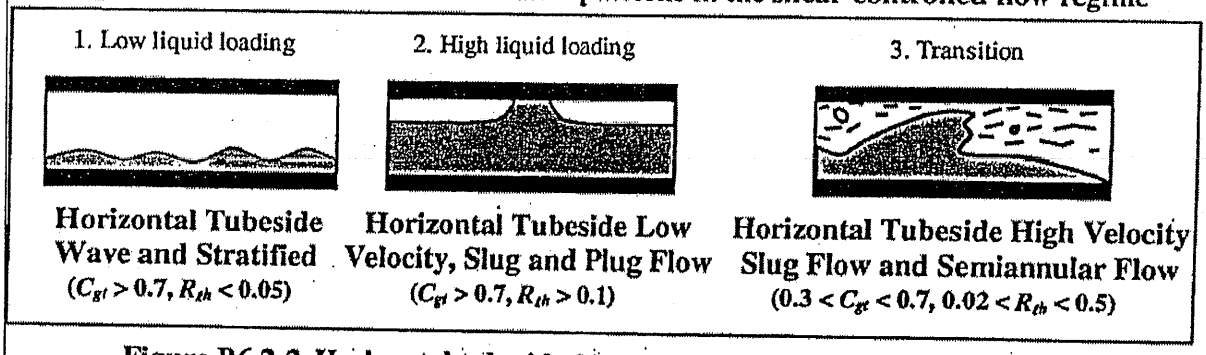


Figure B6.2-2. Horizontal tubeside flow patterns in the gravity-controlled and transition flow regimes

Para el flujo en dos fases en carcasa horizontal se dan los siguientes tipos de flujo que aparecen en la figura:

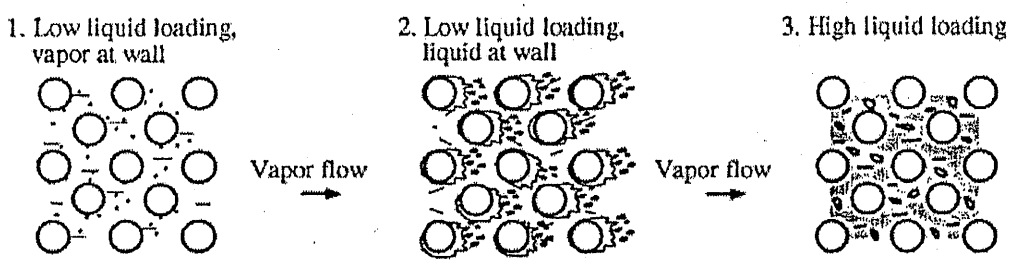


Figure B6.2-4. Horizontal shellside flow patterns in the shear-controlled regime

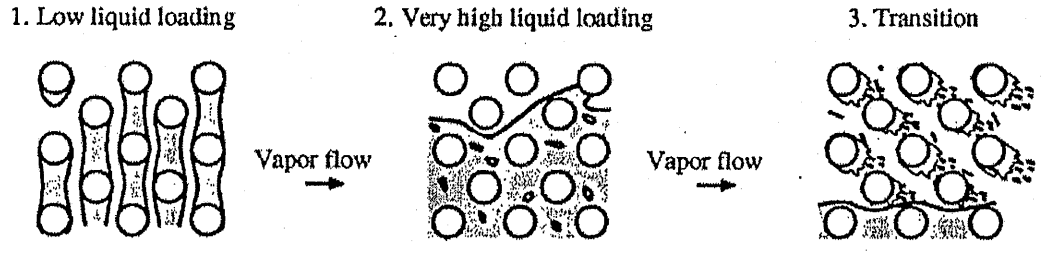


Figure B6.2-5. Horizontal shellside flow patterns in the gravity-controlled and transition regimes

En el caso de flujo vertical HTRI ha estudiado la ebullición en tubos verticales y la condensación en flujo descendente por tubos que describen las figuras siguientes:

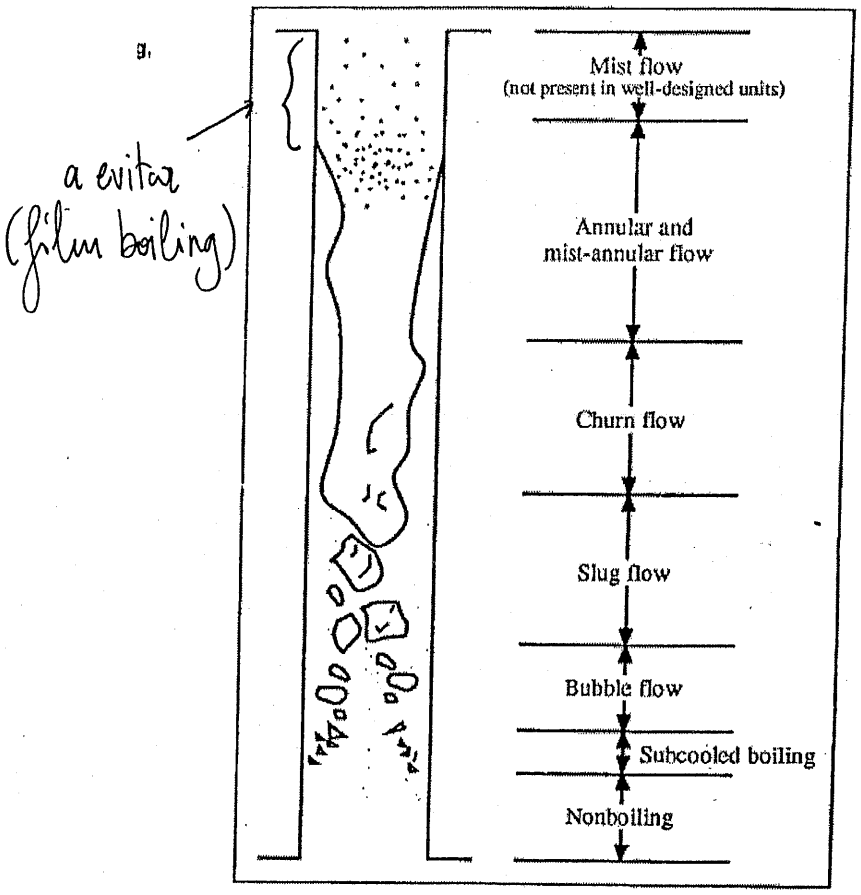


Figure B6.2-7. Flow regimes in vertical upflow tubeside boiling

Analizando los resultados de I Xist podemos estudiar el tipo de flujo de cada caso en el shellside/Tubeside monitor indicando el tipo de ebullición controlante:

- Nucleate: Ebullición controlada por la diferencia de Temperatura. ΔT
- Convective: Ebullición controlada por la velocidad del flujo. $V(m/s)$
- Sub-boil: Hay subenfriamiento y no se produce vapor
- Mist o film, se produce ebullición en condiciones que superan el valor crítico del heat flux por elevada diferencia de temperatura o por alta velocidad. En estas condiciones la pared de los tubos está seca, no hay liquido en contacto y el coeficiente de transferencia es muy bajo.
- Flow boiling, es el resultado de la combinación de ebullición tipo nucleate y convective y es el modo deseable de operación.

A continuación esta tabla ofrece recomendaciones de diseño de HTRI para rehervidores.

Thermosiphon Design Guidelines

Category (examples in parentheses)	Characteristics					Recommendations (Suggested Ranges and Comments)			
	Heat Transfer Coefficients	Circulation Rate	Maximum Heat Flux Limit	MTD	Fouling	Tube Diameter	Tube Length	Static Head	General Comments
1. Narrow boiling range saturated hydrocarbons, moderate pressure ($C_5 - C_7$, 100 psia)	Fairly high	High	High, usually limited by film boiling	No problems	Low	19.1 – 25.4 mm (¾ – 1 in.)	Up to 6.1 m (20 ft.) if exit weight fraction vapor < 0.35	Equals tube length	Few problems and generally good operation
2. Narrow boiling range, aqueous solutions of organics (alcohols and water)	High	High	High	Usually non-ideal VLE, should be carefully calculated	Usually very low	Same as above	Same as above	Equals tube length	• High heat transfer coefficients cause design to be sensitive to fouling factor. • Feed in boiling temperature profile if available
3. Vacuum reboilers with heavy hydrocarbons (mixed xylenes, 1 psia)	Low long non-boiling zone, suppressed nucleation	Low high friction, momentum, and liquid zone static head losses	Low instability or mist flow limitation	Nonlinear maximum bulk temperature at top of liquid zone	May be high if mist flow is permitted	31.8 – 44.5 mm (1¼ – 1¾ in.)	Usually 3.65 m (12 ft.) Or less	Less than tube length; optimum exists	• Limit exit vapor weight fraction to less than 0.5. • Check for instability. Increase inlet resistance if unstable.
4. Very high pressure (near critical) light hydrocarbons	Very high nucleate boiling controlled low if in film boiling, but more predictable	Low due to decreased net driving head, high vapor density	Low film boiling limit	Boiling temperature profile may be difficult to predict because of uncertainty in VLE data	Usually low	25.4 – 31.8 mm (1 – 1¼ in.)	Same as above	As large as possible	• Low confidence in physical properties. • Operation is sensitive to pressure level. • Some safety factor required. • May be better to design for film boiling in critical cases
5. Wide boiling range mixtures, low to moderate viscosity (pentane-octane, or water-glycol)	Fairly low, nucleate boiling suppressed, convection controlled	Can be high with good design	Can be fairly high	Function in circulation rate. Exit temperature increases with vapor fraction	Moderate	25.4 – 38.1 mm (1 – 1½ in.)	Short enough to allow high circulation with tube diameter used	As large as possible; forced circulation or sparging may be necessary	• Design for low exit vapor weight fraction (0.1 to 0.25). This increases h, MTD, and confidence in prediction. • Always specify boiling range.
6. Very wide boiling range, high viscosity (pentane and 1400 MW butylene polymer oil) BR > 400 °F, viscosity > 50 cp	Very low < 280 W/m² °C < 50 Btu/hr ft² °F nucleate boiling suppressed, poor radial mixing	Very low	Low early film boiling due to hindered vapor release	Nonequilibrium effects difficult to calculate	Can be high (high wall temperature)	44.5 – 50.8 mm (1¾ – 2 in.)	Short	As large as possible; forced circulation or sparging may be necessary	Thermosiphon reboilers do not operate effectively for these extreme conditions. Consider also shellside horizontal thermosiphons (possibly better mixing) or falling film evaporators.

Category (examples in parentheses)	Characteristics					Recommendations (Suggested Ranges and Comments)			
	Heat Transfer Coefficients	Circulation Rate	Maximum Heat Flux Limit	MTD	Fouling	Tube Diameter	Tube Length	Static Head	General Comments
7. Sparged reboilers (steam injected rerun column reboiler)	Can be high, but mass transfer limitations possible at too high sparge rate	Greatly increased by sparging	Mist flow limitation at too high sparge rate	Boiling temp. function of partial pressure of sparge gas	Lower wall temperature can decrease fouling	25.4 – 31.8 mm (1 – 1¼ in.)	Usually 3.65 m (12 ft.) Or less	Equals tube length	• Evaluate downstream handling problems. • Carefully calculate bulk temperature profile.
8. Total vaporization (LNG revaporizer) Special cases only, not recommended for general design	Part of tube in mist flow with low h	Forced flow	Top of tube above mist flow limit	Nonlinear, superheating above mist flow boundary	Suitable only for nonfouling fluids	19.1 – 25.4 mm (¾ – 1 in.)	Length above mist flow boundary is very ineffective	Forced flow only	• Use valve in inlet to damp out instability and regulate location of mist flow boundary. • Specify some excess capacity.
9. Polymerizing (unsaturated) hydrocarbons (butene-butadiene mixture)	High	High	High	Limit wall temp.	Can be very rapid above certain wall temperature and certain vapor fraction	25.4 – 31.8 mm (1 – 1¼ in.)	2.4 m (8 ft) or more limited by recommended exit vapor fraction	Equals tube length	• Limit wall temperature and exit vapor fraction below rapid polymerization threshold
10. Aqueous solutions of inorganic salts (aluminum sulfate solution)	High, similar to water solids do not impede boiling process except at very high solids concentration	High	High	Similar to water except at very high solids concentration	Inverse solubility salts deposit on surface similar to case if single-phase flow. Regular solubility salts can deposit at high vapor fraction	25.4 – 31.8 mm (1 – 1¼ in.)	Can be long if exit vapor fraction not above 0.1	Equals tube length	• Design to low vapor fraction. • Limit tube wall temperature for inverse solubility salts.
11. Heavy hydrocarbon mixture with heavy fouling (solvent cleanup column bottoms)	Fairly low	Can be low, should be made as high as possible	Fairly high due to very high design fouling factor, startup with full steam pressure can cause film boiling	May be function of circulation rate	Fouling factor usually > 0.005 hr ft²·°F/Btu, sedimentation, polymerization, coking sensitive to temperature, velocity, and trace elements	31.8 – 50.8 mm (1¼ – 2 in.)	3.65 m (12 ft) or less	May need forced flow for extreme cases	• Design for as high velocity as possible with low vapor fraction and low wall temperature. • Provide spare reboiler in critical cases with low ΔP valves to isolate unit for cleaning.
12. Low temperature boiler-condensers (boiling ethylene-condensing propylene)	Moderately high, boiling side sensitive to surface characteristics due to low ΔT, condensing side resistance also significant	Can be high	High	Very low, producing low design heat flux	Very low except for effects of compressor lubricants	19.1 – 31.8 mm (¾ – 1 ¼ in.)	Can be long if exit vapor fraction is less than 0.35	Equals tube length	• Feed in nucleate boiling curve if available. • Consider enhanced surface for both boiling and condensing sides.

Category (examples in parentheses)	Characteristics					Recommendations (Suggested Ranges and Comments)			
	Heat Transfer Coefficients	Circulation Rate	Maximum Heat Flux Limit	MTD	Fouling	Tube Diameter	Tube Length	Static Head	General Comments
13. Refrigerants (R11, R22, R113)	Fairly high	Generally high but may be lower than hydrocarbons due to higher vapor density	High	No problems if good vapor pressure data are used	Same as above	Same as above	Same as above	Same as above	• Be specific with properties. • Operation near critical pressure is very uncertain due to limited data.
14. Cryogenics (boiling O_2 with condensing N_2)	May be about same as light hydrocarbons	Expected to be high	ΔT's may be high so watch for film boiling	Adjust for design either in complete nucleate or complete film boiling, not partial film boiling	Very low	19.1 – 25.4 mm (¾ – 1 in.)	Same as above	Same as above	• Little field experience available in applying process reboiler methods to cryogenics. • Feed in nucleate boiling curve if available. • Check against field experience where possible.
15. Waste heat boiler (steam from hot gas)	Very high for boiling side, heating medium resistance is controlling	High for good design	Carefully check for mist flow and film boiling as ΔT may be very high	Use cocurrent flow to provide maximum ΔT at bottom of tube	Usually low	25.4 – 31.8 mm (1 – 1¼ in.)	Can be long if exit vapor fraction is low	Can be large if subcooled liquid zone is not greater than ¼ of the tube length	• Design for around 10 weight percent vapor. • Check instability. • Provide additional inlet piping resistance if necessary. • Watch for mist flow and for film boiling at high ΔT end. • If boiling is shellside, use strip baffles. • Design for even flow distribution and eliminate vapor accumulation regions.