

Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



“ Cálculo y Diseño de los Intercambiadores de Calor para un Enfriador de Agua de 20 Ton. de Refrigeración ”

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECANICO

ROGER SANTIAGO ESPEJO MANTILLA

PROMOCION: 1983 - 2

LIMA • PERU • 1987

TABLA DE CONTENIDOS

	Pág.
Prólogo	5
1. Introducción	7
2. Consideraciones Generales de los Intercambiadores de Calor	10
2.1 Consideraciones Mecánicas	16
2.2 Consideraciones Particulares	25
2.3 Consideraciones Térmicas Hidráulicas	47
2.4 Condensador y Evaporador para un Enfriador de Agua	111
3. Análisis de la Transferencia de Calor en Condensación y Ebullición	120
3.1 Condensación	120
3.2 Ebullición	127
4. Cálculo y Diseño del Evaporador	140
4.1 Cálculo Térmico-Hidráulico	143
4.2 Cálculo y Diseño Mecánico	151
5. Cálculo y Diseño del Condensador	171
5.1 Cálculo Térmico-Hidráulico	171
5.2 Cálculo y Diseño Mecánico	180
6. Especificaciones Técnicas	189
7. Metrado y Análisis de Costo	222

Conclusiones	231
Bibliografía	235
Apéndice	239
Planos	Plano

EVAPORADOR

Disposición general	A-1
Detalles particulares	A-2
Tobera de coraza I/S	A-3
Placas deflectoras	A-4
Placa de tubos	A-5
Soporte de coraza	A-6
Conjunto espaciador	A-7
Canal - 1	A-8
Canal - 2	A-9
Tobera de canal - ing	A-10
Tobera de canal - sal	A-11

CONDENSADOR

Disposición general	B-1
Detalles particulares	B-2
Tobera de coraza - ing	B-3
Tobera de coraza - sal	B-4
Placas deflectoras	B-5
Placa de tubos	B-6
Soporte de coraza	B-7
Conjunto espaciador	B-8
Canal - 1	B-9
Canal - 2	B-10
Tobera de canal - I/S	B-11

PROLOGO

El presente trabajo trata, en general, sobre el Diseño de intercambiadores de Calor del tipo de "Coraza y Haz de Tubos". El propósito y necesidad de un método general de cálculo de un intercambiador de calor en forma "diferencial", y en particular de un Evaporador y un Condensador para un Enfriador de Agua, conjuntamente con sus curvas características se plantean en el primer capítulo de este trabajo bajo el título de Introducción.

En el segundo capítulo se hace una descripción de estos intercambiadores en sus aspectos de construcción, criterios para su óptima selección y se explica y detalla el método "diferencial" de cálculo.

El tercer capítulo explica los fenómenos, regímenes de flujo y aquellos factores, que de una u otra forma, influyen en la transmisión de calor cuando se trata con fluidos que cambian de fase (Condensación y Ebullición).

El cuarto y quinto capítulo tratan sobre el cálculo y diseño del Evaporador y Condensador, respectivamente, en sus aspectos térmicos, hidráulicos, mecánicos y estructurales.

Las tablas y curvas características de funcionamiento del Evaporador y Condensador así como las del Sistema Total (características de funcionamiento en conjunto del Evaporador, Condensador y Compresor) son mostrados en el sexto capítulo.

En el séptimo capítulo se hace una composición de todas las partes necesarias para la construcción del Evaporador y del Condensador, y además, se hace un estimado de los costos de ambos intercambiadores.

Finalmente se dan conclusiones y recomendaciones, así como un Apéndice en el cual se hacen las demostraciones matemáticas de lo que este trabajo propone.

INTRODUCCION

Cuando se diseña un intercambiador de calor lo que generalmente se hace es calcular el coeficiente global de transferencia de calor (U) en base a las temperaturas promedios entre la entrada y la salida de ambas corrientes. Esto procede así puesto que el cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperaturas (MLDT) supone un coeficiente global constante a través de todo el intercambiador. Si bien esta forma de cálculo no acarrea mucho error cuando se trata con fluidos en los cuales sus propiedades no varían mucho con la temperatura, esto conlleva a errores mayores cuando se trata con fluidos cuyas propiedades son grandemente influenciadas por la temperatura. Así pues, uno de los propósitos de este trabajo es mostrar un método de cálculo en el cual se tome en cuenta la variación de " U " a lo largo de todo el intercambiador. El método (al cual hemos llamado "diferencial" de cálculo) consiste en dividir el calor total a intercambiar en " n " partes iguales (Q_T/n), calcular el área requerida para cada una de estas partes y finalmente sumar cada una de estas áreas obteniéndose así la solución del problema.

Un intercambiador de calor calculado como se explica líneas arriba, sólo nos da las características de un punto de su curva de funcionamiento puesto que se calcula para ciertas condiciones específicas (como son las temperaturas de entrada y salida de ambas corrientes, caudales, etc.), q sea aquellos parámetros de operación. Si bién este intercambiador no tendrá problemas mientras se mantengan las condiciones de diseño, perdemos el control cuando uno de estos parámetros cambia por cualquier razón; por lo tanto es necesario preveer de antemano estos cambios mediante el uso de su curva de funcionamiento. Puesto que este es otro de los propósitos de este trabajo, nosotros lo analizaremos para el Sistema Total de Compresión de Vapor de un Enfriador de Agua de 20 Ton de Refrigeración. Aquí no sólo se vera el funcionamiento en particular de cada uno de los intercambiadores (Condensador y Evaporador), si no también se verá la influencia que ejerce uno con otro e incluso con el otro componente del sistema como es el Compresor.

Como puede verse hasta ahora, y como se verá en el desarrollo de este trabajo, los cálculos y problemas a resolver implican una serie de procesos iterativos los cuales resultarían tediosos, cansados e infructuosos para aquel que pretenda hacerlos con el uso, tan sólo, de una calculadora de bolsillo. Es aquí donde radica la importancia del empleo de las microcomputadoras en la solución de estos problemas y, en general, en su aplicación para el desarrollo del campo de la Ingeniería.

Finalmente, en lo que se refiere al cálculo mecánico, se han empleado las normas JIS (Japanese Industrial Standard) para mostrar la forma adecuada de como deben hacerse estos cálculos y además, ha sido planteada de tal modo que el diseño pueda realizarse con tecnología de nuestro medio. Si bién es cierto que nos hemos regido bajo estas normas, creemos también, que la experiencia que se gane en este campo hará mejorar estos valores, haciendolos más económicos pero siempre confiables.

CAPITULO 2

CONSIDERACIONES GENERALES DE DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

En la obtención del diseño óptimo de un intercambiador de calor de " Coraza y Tubos " están involucrados una diversidad de factores que deben considerarse para finalmente conllevar a una solución para un servicio dado. En este Capítulo se tratará, en cada caso, sobre aquellos parámetros involucrados que de una u otra forma tienen influencia en la toma de decisiones para un buen diseño.

La gran diversidad de los requerimientos de los procesos donde se requiere intercambiador de calor , han obligado a la construcción de diferentes tipos de intercambiadores de calor de Coraza y Tubos. Sin embargo, todos estos pueden resumirse en tres tipos básicos.

A) Intercambiador con cabezal de tubos fijo

Es el tipo más simple de intercambiador en el cual los tubos son rectos y están asegurados entre dos cabezales de tubos (llamado también Espejo o Placa de tubos), los cuales están soldados a la coraza formando una sola pieza.

En la Fig. 2.1 se muestra un intercambiador de este tipo, con un paso tanto en la coraza como en los tubos. Aquí puede verse una junta de expansión en la coraza.

1.- Distribuidor tipo canal	11.- Cabezal de tubos flotante
2.- Distribuidor tipo bonete	12.- Tapa del cabezal de tubos flotante
3.- Tapa del canal	13.- Tirantes y espaciadores
4.- Tobera del canal	14.- Deflectores transversales o placas de soporte
5.- Cabezal de tubos fijo	15.- Placa de choque
6.- tubos	16.- Deflector longitudinal
7.- Coraza	17.- Placa divisoria de pasos
8.- Tapa de la coraza	18.- Conexión Para purga (respiradero)
9.- Tobera de la coraza	19.- Conexión para desague
10.- Junta de expansión	20.- Conexión de instrumentos de medición

TABLA 2.1 Nomenclatura

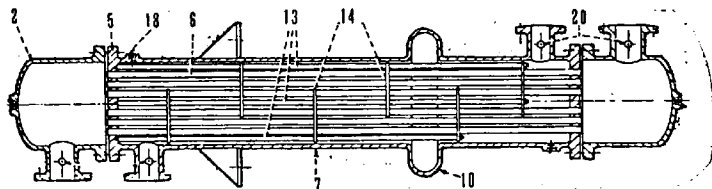


Fig. 2.1.- Intercambiador con cabezal de tubos fijo

VENTAJAS

- a) Construcción simple.
- b) Fabricación económica.
- c) Las juntas de unión para el lado de la coraza son eliminados, desapareciendo así probabilidades de fuga para el fluido que circula por este lado al producirse picaduras en las empaquetaduras.
- d) Cuando las fugas internas entre los fluidos del lado de la coraza y del lado de los tubos no pueden permitirse (esto puede ocurrir en la unión entre tubos y el cabezal de tubos), debe usarse una construcción de

doble cabezal de tubos (Fig.2.2) en ambos extremos del intercambiador. El diseño con cabezal de tubos fijo, se adapta facilmente a esto.

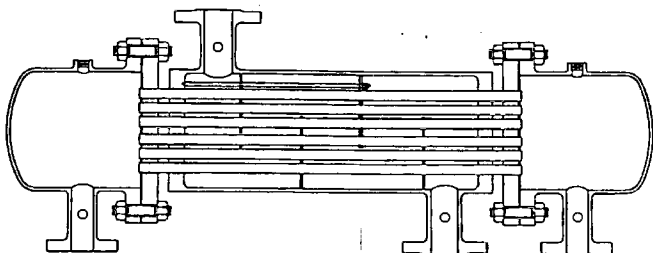


Fig. 2.2 .- Intercambiador con doble cabezal de tubos

- e) Dependiendo del tamaño de la coraza, un número de pasos en los tubos pueden usarse (comunmente limitado a un máximo de 16), incluyendo el de un solo paso (en el cual pueden colocarse los flujos en paralelo o en contracorriente verdaderos). Esto último es problemático en otros tipos de intercambiador.

DESVENTAJAS

- a) La parte exterior del haz de tubos no puede ser limpiado mecánicamente debido a que no puede ser desmontado. Es por tanto preferible la utilización de este tipo de intercambiador para fluidos, en la coraza, que no produzcan obstrucciones sobre los tubos, de lo contrario la limpieza deberá hacerse por métodos químicos.

- b) Debido a que no hay posibilidad de desplazamiento libre entre tubos y coraza, sólo es recomendable utilizarlos en aquellos casos en que la expansión diferencial térmica entre los tubos y la coraza sea pequeña.

El uso de juntas de expansión en la coraza, permiten solucionar casos en que existe una mediana expansión térmica.

- c) El material del cabezal de tubos y el de la coraza, deben ser compatibles con la soldadura empleada para su unión.

B) Intercambiador con cabezal de tubos flotante

Este tipo de intercambiador consta de tubos rectos asegurados en ambos extremos en cabezales de tubos, uno de los cuales tiene libre movimiento con respecto a la coraza.

La Fig. 2.3 muestra un intercambiador de calor de este tipo, con un paso en la coraza y dos pasos en los tubos. Para detalles remitirse a la Tabla 2.1.

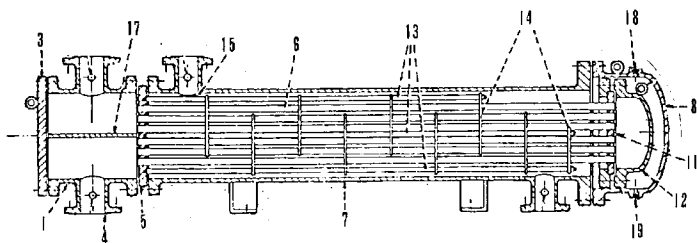


Fig. 2.3 .- Intercambiador con cabezal de tubos flotante

VENTAJAS

- a) Se puede efectuar la inspección y limpieza en el interior de la coraza y el exterior de los tubos.
- b) Se evitan los esfuerzos térmicos generados por la diferencia de temperaturas al permitirse un libre movimiento entre la coraza y los tubos.
- c) Se tiene facilidad en el cambio de los tubos.

DESVENTAJAS

- a) Se aumenta las probabilidades de fuga de los fluidos al necesitarse empaquetaduras en diversos lugares del intercambiador.
- b) Su fabricación es costosa.
- c) No es posible la fabricación de un doble cabezal de tubos en cada extremo del intercambiador, cuando no se permiten fugas internas.
- d) Se aumenta la complejidad y los costos del intercambiador al utilizarse en diseños con un solo paso en el lado de los tubos.

C) Intercambiador con tubos en " U "

En este tipo de intercambiador, el haz de tubos esta formado por tubos que se doblan en forma de U, eliminandose asi uno de los dos cabezales de tubos que tienen los otros tipos de intercambiador.

La Fig. 2.4 muestra un intercambiador de este tipo, con dos pasos en la coraza y dos pasos en los tubos. La nomenclatura aparece en la Tabla 2.1.

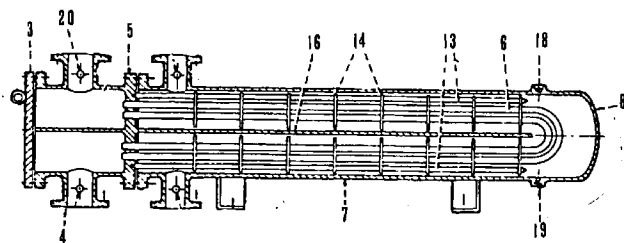


Fig. 2.4 .- Intercambiador con tubos en " U "

VENTAJAS

- a) Los tubos pueden dilatarse libremente.
- b) Su construcción es sencilla y económica gracias a la eliminación de la necesidad del cabezal de tubos flotante, la tapa del cabezal, la brida de la coraza y la tapa removible de esta última.
- c) Este tipo es menos propenso a fugas internas debido a la eliminación de empaquetaduras.
- d) La inspección y limpieza puede efectuarse en el interior de la coraza y el exterior de los tubos de una manera sencilla.

DESVENTAJAS

- a) La limpieza mecánica es difícil en el interior de los tubos, recomendándose sólo para el uso de fluidos limpios.
- b) Con excepción de los tubos exteriores del haz tubular, tubos individuales no pueden ser reemplazados.
- c) El haz tubular de este tipo de intercambiador de calor, es más propenso a vibración.

2.1 CONSIDERACIONES MECANICAS

2.1.1 VIBRACION

La vibración de sus componentes y particularmente la de sus tubos es una causa seria de falla en el diseño de los intercambiadores de calor. Bajo estas condiciones, los componentes del intercambiador pueden llegar a fallar por fatiga debido a la generación de esfuerzos cíclicos, o a fallar por el adelgazamiento de la paredes de los componentes debido al desgaste por fricción, como resultado del impacto o el roce de sus partes en contacto (tales como los tubos dentro de los agujeros en los deflectores).

Cuando las vibraciones son inducidas por el flujo, las fuerzas causantes de éstas vibraciones generalmente están asociadas con el desprendimiento de vórtices al paso de la

corriente fluída alrededor de los tubos. Cuando un vórtice se desprende, el patrón de flujo (y por lo tanto la distribución de presiones) cambia, dando como resultado oscilaciones en la magnitud y dirección de las fuerzas de presión del fluido que actúan sobre los tubos (Ref. 22).

Como en todo sistema que vibra, la condición de resonancia (en el cual la frecuencia de las fuerzas de excitación se iguala a la frecuencia natural del sistema) o muy cercana a ella debe evitarse a toda costa, a menos que se disponga de un alto grado de amortiguación. Si la frecuencia de las fuerzas de excitación (frecuencia de desprendimiento de los vórtices) se acerca a la frecuencia natural del tubo, el tubo vibrara con una gran amplitud y eventualmente fallará (como ya se mencionó) por fatiga, desgaste o impacto, causando fugas de un fluido a otro. Para evitar esto, es recomendable que la frecuencia de las fuerzas de excitación sea menor o igual que el 75% de la frecuencia natural del tubo (Ref. 27).

FRECUENCIA DE EXCITACION

El método mayormente empleado para predecir la frecuencia de las fuerzas de excitación debido al desprendimiento de vórtices en un banco de tubos se logra mediante el parámetro conocido como el Numero de STROUHAL y que se define como (Ref. 22 y 27):

$$S = \frac{f \cdot d_o}{v} \quad (2.1)$$

donde:

- S = Número de Strouhal
- f = Frecuencia
- V = Velocidad del flujo
- do = Diámetro externo de los tubos

El Número de Strouhal puede encontrarse en el rango de 0.1 a 0.5, pero para arreglos de tubos comunmente usados es del orden de 0.2 a 0.3.

FRECUENCIA NATURAL

La frecuencia natural de los tubos de un intercambiador de calor esta dado por la siguiente expresión (Ref. 22 y 27):

$$f_N = \frac{C}{L^2} \sqrt{\frac{E I g}{W}} \quad (2.2)$$

donde:

- f_N = Frecuencia natural del tubo
- E = Módulo de elasticidad del material del tubo
- I = Momento de inercia de la sección transversal del tubo
- W = "Peso Virtual" del tubo por unidad de longitud.
El Peso Virtual del tubo es la suma de los pesos del tubo, del fluido en su interior y del fluido desalojado por el.
- g = Constante gravitacional
- C = Parámetro adimensional

El parámetro adimensional " C " depende del tipo de soportes de los tubos y del modo de vibración. Considerando a los tubos actuando como vigas continuas con puntos de soportes en los deflectores y con los extremos fijos en las placas de tubos tendremos:

$$C = \frac{\pi}{2} \left[\frac{0.57}{n} + 0.95 \right]^2 \quad (2.3)$$

donde:

n = Número de tramos

Esta expresión esta basada en los valores tabulados para el primer modo de vibración, hecha con una aproximación de $\pm 2.8 \%$ (Ref. 22).

Otra forma de calcular la frecuencia natural de los tubos es analizando un tramo en particular el cual se supone sea el más crítico. Si bien este es un método aproximado es conservador y práctico (Ref. 27). Este método propone los siguientes valores para " C " :

- Para el tramo mayor entre dos deflectores adyacentes; ambos extremos simplemente apoyados.

$$C = 1.57 \quad (2.4)$$

- Para el tramo mayor conformado por una de las placas de tubo y el deflector adyacente; un extremo simplemente apoyado (deflector) y el otro fijo (Placa de tubos).

$$C = 2.45 \quad (2.5)$$

Este valor se usará cuando el tramo considerado aquí, sea mayor de 150 % del tramo anterior.

- En el caso de tubos en " U ", el tramo que contiene la porción encodada debe ser tratado como un tramo recto, pero asumiéndole una longitud en 12 % mayor que el que le corresponde.

En condensadores, el problema de vibración, es normalmente causado por el insuficiente espacio que se deja en la entrada para la penetración del vapor dentro del haz tubular. Esta condición da como resultado una excesiva velocidad del vapor a través de las primeras filas de tubos, ubicados cerca de la entrada, creando vibración. Esto puede aliviarse en algún modo, retirando algunos tubos de la entrada para mejorar la penetración del vapor.

Además de las vibraciones inducidas por el flujo éstas también pueden transmitirse mecánicamente desde otras fuentes ajenas al intercambiador, siendo por esto necesario un estudio de como y donde deba instalarse.

Aunque mucho se ha hecho por dilucidar los diversos fenómenos involucrados con la vibración, tanto teórica como experimentalmente, estos aún no han sido completamente desarrollados, por lo cual es conveniente usar correlaciones existentes para evitar tales problemas. Si los métodos de predicción indican la probabilidad de vibraciones destructivas, debemos tratar de eliminarlas acortando los tramos de tubos no soportados, cambiando el

paso de los tubos, reduciendo la velocidad del flujo y/o corrigiendo el arreglo de los deflectores en el lado de la coraza.

2.1.2 EXPANSION DIFERENCIAL TERMICA

En intercambiadores de calor, particularmente con los de placas de tubos fija, deben considerarse los efectos de la expansión diferencial térmica cuando exista una gran diferencia de temperaturas entre la coraza y los tubos (siendo iguales o diferentes los coeficientes de expansión térmica). La restricción a la libre expansión termica entre la coraza y los tubos pueden generar condiciones de sobreesfuerzos que pueden conducir a la torcedura de los tubos o al resbalamiento de las juntas entre tubos y placa de tubos ocasionando fugas de un fluido a otro.

En intercambiadores de calor con multiple paso sobre el lado de los tubos, aún para los del tipo con cabezal flotante, las consecuencias de los efectos de la expansión diferencial se hace sentir cuando sobre el lado de los tubos se tienen excesivos rangos de temperaturas. Cuando esto ocurre, los tubos más calientes y los tubos mas frios de dos pasos cualesquiera (juntos uno al otro) tenderán a expandirse en forma diferente (debido a que los tubos de ambos pasos tendran temperaturas promedios diferentes) generando momentos torsionales en el cabezal de tubos (fijo o flotante) y/o destruyendo la integridad de las juntas de la cabeza flotante, además de los efectos ya mencionados. Para estos casos, se recomienda que la

diferencia promedio de temperaturas de los tubos de dos pasos adyacentes no exceda de 50 °F (Ref. 27). La Fig. 2.5 muestra tres disposiciones diferentes de un flujo para un caso particular de cuatro pasos en los tubos, en el cual se han supuesto las temperaturas promedio de los tubos de cada paso. Puede verse en la disposición A que los pasos están arreglados de tal forma que no permiten violar la regla de exceder los 50 °F, mientras que en las disposiciones B y C se han indicado con marcas los lugares donde esto ocurre.

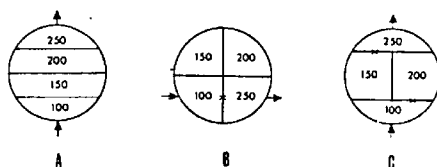


Fig. 2.5.- Disposiciones para cuatro pasos en los tubos

2.1.3 ASPECTOS PRACTICOS SOBRE LOS ACCESORIOS PARA EVITAR FUGAS ENTRE LAS CORRIENTES FLUIDAS

En ocasiones una pequeña fuga desde el lado de los tubos hacia el lado de la coraza o viceversa, puede causar una gran pérdida en la producción o un mantenimiento caro. Cuando los procesos involucrados indican la probabilidad de esta situación, debe recomendarse equipos que eliminen o minimicen la probabilidad de fugas. Las fugas pueden originarse en las uniones entre tubos y cabezal de tubos de un intercambiador con cabezal de tubos fijo, debido a

la expansión diferencial térmica entre los tubos y la coraza (que causan sobreesfuerzos en la unión) o debido a ciclos térmicos causados por frecuentes paradas del equipo que pueden originar el desprendimiento del tubo del agujero en el cabezal de tubos. Intercambiadores con cabezal de tubos flotante o tubos en U, deberán ser considerados primeros para este tipo de servicio, o usar juntas de expansión en el caso de requerirse intercambiadores con cabezal de tubos fijo.

El uso de doble cabezal de tubos para minimizar la posibilidad de fugas entre el lado de los tubos y el lado de la coraza es una buena solución desde este punto de vista. Sin embargo, esta solución causa considerables problemas de mantenimiento, y no debe usarse a menos que la mezcla de dos fluidos deba absolutamente ser evitada. Según sean los requerimientos de procesos, ambos cabezales de tubos del conjunto doble formado pueden estar sujetos a considerables diferencias de temperaturas que conducirán a una expansión diferencial térmica "radial" y consecuentemente la encorvadura de los tubos. De aquí los cabezales de tubos deben estar convenientemente separados para evitar sobreesfuerzos en los tubos, principalmente en los situados en el exterior del haz tubular.

Un tipo "integral" de doble cabezal de tubos (Fig. 2.6) puede usarse para minimizar las fallas en los tubos, causados por la expansión diferencial térmica "radial" entre ambos cabezales de tubos. Este es un tipo especial,

que puede construirse usando una sola placa al cual se le maquinará pasajes de interconexión entre los agujeros de los tubos, para proporcionar s6lidez y mantener un perfil uniforme de temperaturas en todo el cabezal de tubos. Estos pasajes pueden ser purgados, ventilados o presurizados para detectar fugas.

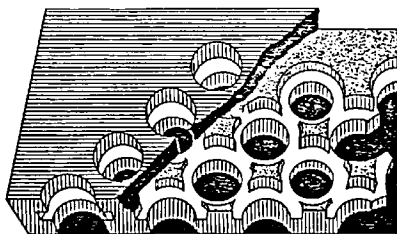


Fig. 2.6 .- Placa "Integral" de doble cabezal

2.1.4 CONEXION DE TUBOS AL CABEZAL DE TUBOS

En la mayoría de los casos, los tubos son expandidos dentro de los agujeros del cabezal de tubos formando un sello que no fuga bajo condiciones razonables de operación. Comunmente a estos agujeros se les hace ranuras o hendeduras con la finalidad de ofrecer resistencia contra las fuerzas axiales. La expansión del tubo dentro del agujero se logra con un rolador que tiene la capacidad de exceder el límite elástico del material del tubo y transformarlo a una condición semiplástica, de tal manera que el material se escurra hasta las hendeduras formando así un sello perfecto. El rolado puede dañar los tubos si estos se expanden hasta adelgazarlo demasiado de manera que el sello llega a tener poca resistencia estructural, y

en casos extremos de sobrerolado puede causar un incremento en el diámetro del agujero del cabezal de tubos. Se recomienda que el rolado de los tubos se haga hasta reducir entre un 4 a 5 % del espesor de la pared del tubo, y puesto que es probable encontrar variaciones tanto en las dimensiones de los agujeros que se hacen en el cabezal como en las dimensiones de los tubos, la medición de este porcentaje de reducción debe hacerse por el torque que se le aplica para el rolado.

Para severos servicios de presión y/o temperatura, el uso de soldadura o una combinación de soldadura y rolado es la mejor solución para periodos largos sin peligro de averías.

2.2 CONSIDERACIONES PARTICULARES

2.2.1 UBICACION DE LAS CORRIENTES FLUIDAS

Para determinar que fluido debe estar en el lado de la coraza y cual en el lado de los tubos, deben considerarse los siguientes factores:

a) CORROSION

Quando sólo uno de los fluidos es corrosivo, éste deberá circular por el interior de los tubos para evitar el costo excesivo del empleo de un metal especial tanto para la coraza como para los tubos.

b) OBSTRUCCION

Si uno de los fluidos ensucia o produce incrustaciones en la superficie más rápidamente que el otro, este deberá colocarse en el interior de los tubos para minimizar su efecto mediante el control de la velocidad por medio de un número conveniente de pasos; el incremento de la velocidad tiende a disminuir el efecto de obstrucción. Además, el colocar el fluido que obstruye en el lado de los tubos facilita el mantenimiento puesto que la limpieza puede hacerse sin desmontar el haz tubular.

c) TEMPERATURA

Para servicios a altas temperaturas se requieren condiciones especiales o materiales aleados costosos, sin embargo este efecto se amortigua cuando el fluido caliente se localiza en el interior de los tubos.

d) PRESION

Vapores a altas presiones localizados en el interior de los tubos, requerirá menos componentes que soporten altas presiones.

e) CAIDA DE PRESION

Para una misma caída de presión, coeficientes de transferencia de calor más altos se obtienen cuando se trabaja sobre el lado de los tubos. Un fluido con una

baja caída de presión permitida, por lo general, debe colocarse en el interior de los tubos.

f) VISCOSIDAD

Si uno de los fluidos es altamente viscoso deberá circular por el lado de la coraza para obtener mayores coeficientes globales de transferencia de calor y además evitar grandes caídas de presión.

g) RAZON DE FLUJO

Si la razón de flujo de una de las corrientes es mucho más baja que la otra, esta deberá colocarse en el lado de la coraza para obtener coeficientes de transferencia de calor más altos y consecuentemente un diseño más económico. Esto se debe a que la turbulencia en la coraza se genera a velocidades másicas mucho más bajas que en el lado de los tubos.

2.2.2 NUMERO DE PASOS SOBRE EL LADO DE LOS TUBOS Y EL LADO DE LA CORAZA

La elección óptima del número de pasos sobre el lado de los tubos o el lado de la coraza en el diseño de un intercambiador de calor de coraza y haz de tubos, depende de las temperaturas de operación, caídas tolerables de presión, velocidades de los fluidos, costos relativos a esta elección y de la experiencia que se tenga.

Sobre el lado de la coraza pueden usarse uno o más pasos, siendo necesarios los de múltiple pasos cuando se desee

incrementar la velocidad y, por lo tanto, la razón de transferencia de calor. Sin embargo, diseñar una sola pieza de equipo de transferencia de calor con haz de tubos removible que tenga más de dos pasos en la coraza es mecánicamente impráctico, siendo para estos casos recomendable el uso de intercambiadores en serie hasta completar los requerimientos de servicio o proceso y basandonos en el hecho de que térmicamente se obtendra el mismo resultado. El número de pasos sobre el lado de la coraza, o la configuración del flujo de la coraza (un paso, dos pasos, flujo distribuido, flujo dividido, etc.), es primordialmente una función de las temperaturas de operación, razones de flujo y caídas tolerables de presión.

En la selección del número de pasos sobre el lado de los tubos, la velocidad debe limitarse para mantener la caída de presión tolerable, además evitar la erosión del material del tubo.

Una denominación que comunmente se usa para indicar el número de pasos tanto en la coraza como en los tubos, es la que se hace mediante dos numeros, indicando el primero el número de pasos en la coraza y el segundo el numero de pasos en los tubos. Así, un intercambiador 1-2 representará un paso en la coraza y dos en los tubos.

Como quiera que el número de pasos sobre el lado de la coraza o sobre el lado de los tubos puede afectar el factor de corrección (F_r) de la media logarítmica de la

diferencia de temperaturas (MLDT), el tamaño y costo del intercambiador de calor esta estrechamente relacionado con la selección de la configuración del flujo, pues como sabemos a mayores MLDT se obtienen menores áreas de superficie de transferencia de calor. En intercambiadores de calor 1-1 los flujos pueden transferir calor en contracorriente o en paralelo verdaderos, habiendo una ventaja térmica distinta (mayores MLDT) para flujos en contracorriente verdadera, excepto cuando uno de los flujos es isotermico. Con flujos en corriente paralela verdadera, la menor temperatura teoricamente alcanzable por el flujo caliente es la temperatura de salida del flujo frio, pero mediante un área infinita lo que hace prácticamente imposible que se alcance esta temperatura. En el caso del enfriamiento de fluidos viscosos, con el flujo de corrientes paralelas pueden obtenerse mayores valores de coeficientes globales de transferencia de calor. En intercambiadores de calor de multiple paso donde hay una combinación de flujos en contracorriente y paralelo, se obtienen MLDT menores que los calculados para flujo en contracorriente, pero mayores que los calculados para flujo en paralelo.

2.2.3 NUMERO DE CORAZAS

Para un servicio dado, el diseño óptimo de un intercambiador de calor se obtiene con el minimo número de corazas, colocadas estas en serie y/o en paralelo según convenga.

Cuando un servicio implica una superficie relativamente grande y las temperaturas de operación recorren un amplio rango de temperaturas, la repartición del área proporcionalmente en varias corazas colocadas en serie de tal modo que cada coraza opere con un rango apropiado de temperaturas, puede ser económicamente beneficioso por el menor costo de los materiales de construcción desde el punto de vista cualitativo.

Si los requerimientos de servicios plantean un gran cruce de temperaturas (un cruce de temperaturas ocurre cuando la temperatura de salida del fluido caliente alcanza un valor menor que la temperatura de salida del fluido frío), en el caso de un intercambiador 1-1 con disposición de flujos en contracorriente, el cruce de temperaturas no lo afecta térmicamente, pero en el caso de un intercambiador 1-2 o de más pasos en los tubos el factor de corrección F_r de la MLDT disminuye bruscamente y el cruce establecido aún por pequeño que sea los elimina de consideraciones relativas a altos niveles de recuperación de calor. Así, en estos casos es más recomendable el uso de más pasos en el lado de la coraza ya sea con una o más corazas, con el fin de reducir el cruce y aumentar el factor de la MLDT hasta un valor apropiado que nos acerque a un diseño razonable.

2.2.4 VELOCIDADES DE LOS FLUIDOS Y TAMAÑO DE LA CORAZA

Normalmente para un diseño óptimo de un intercambiador de calor debemos esforzarnos en poder cumplir con los requerimientos de la caída de presión disponible

(impuesta). La máxima razón de transferencia de calor y la mínima área superficial resulta cuando toda la caída de presión disponible es utilizada. Sin embargo, las velocidades de los fluidos deben estar limitadas para no causar daños mecánicamente destructivos debidos a la vibración o erosión de los componentes de un intercambiador de calor.

El tamaño de la coraza de un intercambiador de calor está directamente relacionado con el número de tubos y el paso de los tubos (distancia entre centros de dos tubos adyacentes). Sin embargo las corazas de dos intercambiadores de calor, con el mismo número de tubos y el mismo paso entre ellos, pueden tener diámetros diferentes debido a los diversos métodos usados para proporcionar una adecuada entrada y salida para que el fluido no esté sujeto a considerables caídas de presión y evitar los efectos desastrosos de la vibración (es por esto que generalmente se dispone de un espacio extra adyacente a las toberas de entrada, principalmente, y de salida para minimizar estos efectos). Por ejemplo, un mínimo tamaño de la coraza puede obtenerse utilizando un cinturón de distribución de flujo (que permite al fluido entrar y salir de la coraza desde más de un punto de los alrededores del haz tubular) Fig. 2.7, o mediante una boquilla abocinada (Fig. 2.8) en ambas toberas.

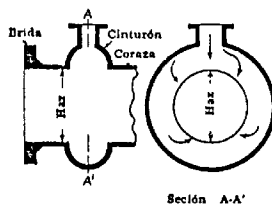


Fig. 2.7.- Detalle de cinturón de vapor

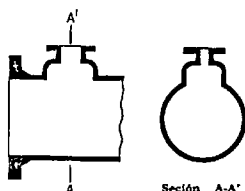


Fig. 2.8.- Detalle de boquilla abocinada

En general, lo que comunmente se hace en estos casos es eliminar algunos de los tubos del haz situados cerca de las toberas.

2.2.5 PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS

Los valores de las propiedades de los fluidos deben ser tan exactos como sea posible, obteniendolos de tablas, nomogramas y/o gráficos propuestos. Para calcular la transferencia de calor en equipos de coraza y tubos son necesarios datos sobre Calor específico, Densidad y/o Peso molecular, Conductividad Térmica, Viscosidad, y en el caso de fluidos con cambio de fase, Calor Latente, Presión y Tensión Superficial.

En el caso de mezclas o soluciones, la escasez de datos físicos obliga al uso de reglas empíricas para calcular o estimar estas propiedades. Pero siempre que se disponga de datos de laboratorio o estos puedan obtenerse de informes autorizados, serán preferibles a cualquier regla empírica de estimación.

En el caso de gases y vapores la mayoría de los datos sobre las propiedades físicas se tabulan a la presión atmosférica y pocas veces a la presión cero. Para usar estos valores a otras presiones, pueden corregirse por métodos que se establecen, por lo general, en base a las propiedades críticas del gas o vapor.

La densidad puede calcularse razonablemente mediante la ecuación de los gases perfectos, y mejor aún, introduciendo en esta expresión el Factor de Compresibilidad (ecuación de los gases reales).

2.2.6 TEMPERATURAS DE REFERENCIA

La temperatura de referencia a la cual han de calcularse las propiedades del fluido depende de como se hayan establecido los criterios de transferencia de calor y de razonamiento para tomar en cuenta la variación de las propiedades físicas con la temperatura. Son tres las temperaturas básicas que sirven para estos propósitos:

a) TEMPERATURA MEDIA DE LA MEZCLA (T_b)

$$T_b = \frac{T_{b-\text{ingreso}} + T_{b-\text{salida}}}{2} \quad (2.6)$$

b) TEMPERATURA MEDIA DE SUPERFICIE (T_s)

$$T_s = \frac{T_{s-\text{ingreso}} + T_{s-\text{salida}}}{2} \quad (2.7)$$

c) TEMPERATURA MEDIA DE PELICULA (T_f)

$$T_f = \frac{T_b + T_s}{2} \quad (2.8)$$

Cuando un fluido que fluye dentro de un conducto se calienta o se enfría, su temperatura y consecuentemente también sus propiedades físicas, varían a lo largo de la dirección del flujo de masa y en la dirección del flujo de calor (sección transversal) pudiendo estas variaciones afectar considerablemente la transferencia de calor y el rozamiento.

A la temperatura promedio de la masa en una sección determinada, se le conoce como temperatura de mezcla. Esta no es un promedio que toma en cuenta las temperaturas que conforman el gradiente de temperaturas en esa sección, sino más bien en una medida de la temperatura que se obtendría si el fluido que pasa por esa sección se mezclara.

Para tomar en cuenta las variaciones de las propiedades, por lo general se siguen dos métodos; el primero calcula todas las propiedades a la temperatura media de película, y el segundo calcula todas las propiedades a la temperatura media de mezcla pero corrigiendo la expresión final con un factor empírico dado por la razón entre las temperaturas medias de mezcla y de la pared, o por la razón entre las viscosidades calculadas con estas temperaturas respectivamente. En el segundo método, la relación de viscosidades da mejores resultados.

2.2.7 TUBOS PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR

Salvo en el caso de los tubos en " U ", los demás son rectos y su calidad depende de las condiciones de trabajo a que será sometido el equipo. Para un buen funcionamiento de un equipo de coraza y tubos que intercambia calor entre dos fluidos deben considerarse los siguientes factores:

a) Diámetro del tubo

El diseño de intercambiadores de calor con diámetros de tubos pequeños son generalmente más económicos que aquellos con diámetros más grandes, ya que los tubos con pequeño diámetro proporcionan una unidad más compacta. Sin embargo, el uso de estos pequeños diámetros puede no permitir cumplir con las exigencias de caída de presión, en el lado de los tubos. Cuando se espera una fuerte obstrucción en el interior de los tubos, es recomendable usar diámetros grandes dado lo impráctico que resultaría una limpieza mecánica en tubos con pequeños diámetros; un caso típico es el de los vaporizadores del tipo químico, ya que estos tienden a acumular residuos producto de la vaporización.

Debe recordarse que a iguales condiciones de velocidad, los diámetros más pequeños incrementan los coeficientes de transferencia de calor, pero también la caída de presión.

El espesor de la pared del tubo debe seleccionarse no sólo para que resista la presión de servicio, temperaturas extremas y sea resistente a la corrosión y/o erosión, sino

también para facilitar la expansión (rolado) en los agujeros del cabezal de tubos.

b) Longitud del tubo

La longitud depende de la facilidad con que estos se encuentren en el mercado, aceptandose comunmente entre 4 y 22 pies. Por lo general la longitud no supera los 16 pies, puesto que mayores longitudes tienden a encarecer los equipos accesorios de limpieza. Otro factor que gobierna la longitud es el espacio que se disponga para el equipo, tanto para su operación como para su mantenimiento (cambio y/o limpieza de tubos). Por otra parte, la inversión por unidad de área de superficie de transferencia de calor es menor en intercambiadores más largos puesto que se obtienen razones de transferencia de calor más altos en servicios de transferencia de calor sensible. Por lo tanto, deberá evitarse restricciones sobre la longitud hasta donde sea posible.

c) Luz y paso entre tubos

La luz o distancia mínima entre el exterior de dos tubos adyacentes, debe ser de tal modo que permita facilitar la limpieza mecánica y que el taladrado de los agujeros muy juntos sobre el cabezal de tubos no lo debilite estructuralmente. Se acepta como mínimo una luz igual a un cuarto del diámetro exterior del tubo, pero en ningún caso deberá ser menor que 1/4 pulg.

El paso o el espaciado de los tubos (S) es la distancia centro a centro de dos tubos adyacentes; y de lo anterior, deberá ser como mínimo 1.25 veces el diámetro exterior de los tubos.

d) Arreglo de tubos

Los tubos, por lo general, son arreglados en triángulo equilátero o en cuadro, pudiendo estos ser rotados con respecto a la dirección del flujo.

El arreglo triangular (Fig. 2.9a y 2.9b) proporciona mejores coeficientes de transferencia de calor (en el lado de la coraza) para intercambio de calor sensible y proporciona más área superficial para un diámetro de coraza dado (el arreglo triangular proporciona un haz tubular más compacto que el arreglo en cuadro para una misma cantidad de tubos). sin embargo a menos que se usen fluidos muy limpios o de que se disponga de mayores espaciados que los normalmente recomendados, la limpieza mecánica sera dificultosa o no se podra realizar. Otra de las desventajas que presenta este arreglo, es que causa mayores caídas de presión.

El arreglo en cuadro (Fig. 2.9c y Fig. 2.9d) se usa por lo general cuando el haz tubular ha de requerir limpieza mecánica, dada la accesibilidad sobre los tubos que este arreglo proporciona. Ambos tipos de arreglos, cuadrado y en cuadro rotado, proporcionan menores caídas de presión y consecuentemente menores coeficientes de transferencia de

calor en la mayoría de los casos que involucran calor sensible.

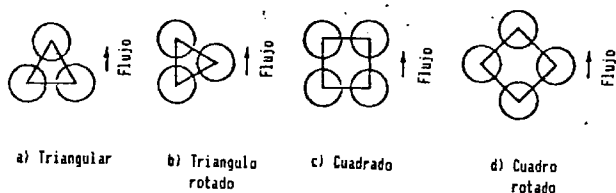


Fig. 2.9.- Arreglos tubulares

2.2.8 DEFLECTORES EN LA CORAZA

Hay varias alternativas disponibles de poder elegir un determinado tipo de deflector sobre el lado de la coraza. Estas alternativas van desde el logro de un flujo axial hasta un flujo perpendicular al eje de los tubos para cumplir con los requerimientos de caída de presión permisible o el deseo de los más altos coeficientes de transferencia de calor respectivamente. De este modo la trayectoria del flujo puede afectar grandemente el funcionamiento de un intercambiador de calor, excepto en casos donde la trayectoria del flujo es menos importante como ocurre en la condensación de vapor o cuando el coeficiente de transferencia de calor en el lado de la coraza es mucho más alto que en el lado de los tubos.

Otro de los propósitos del uso de deflectores es que estos sirvan de soportes a los tubos y puedan prevenir

vibraciones. En ocasiones los deflectores son llamados placas de soportes si este es su propósito prioritario. Para mantener los deflectores firmemente separados se usan espaciadores como pueden verse en las Figs. 2.1, 2.3 y 2.4. Estos consisten de un tirante o pasador (alambre) atornillado o soldado al cabezal de tubos, con una longitud que abarca el espaciado de todos los deflectores, y además de trozos de tubos con longitudes iguales al espaciado de los deflectores.

Los deflectores comunmente usados son:

a) Deflectores segmentados

Para inducir turbulencia en el fluido del lado de la coraza y consecuentemente obtener mayores coeficientes de transferencia de calor, es costumbre emplear placas deflectoras segmentadas que hacen que el fluido recorra el haz tubular en ángulo recto al eje de los tubos. En estos casos la razón de flujo, aún por pequeña que sea, causara gran turbulencia. La separación o el espaciado de los deflectores debe ser de tal modo que prevalezca un flujo perpendicular al haz tubular y que la estrechez del espaciado no cause demasiadas fugas por las tolerancias dejadas entre los deflectores y la coraza, y entre los tubos y los agujeros hechos en los deflectores. En estos casos el límite práctico para la separación de los deflectores, debe mantenerse como máximo igual al diámetro interno de la coraza y como mínimo a un quinto del diámetro interno de la coraza.

A menos que el fluido en el lado de la coraza se este condensando, deflectores con corte horizontal deben usarse para reducir acumulación de depósitos sobre el fondo del lado de la coraza y para impedir la estratificación del fluido. Deflectores con corte vertical son requeridos en condensadores horizontales, para permitir que el líquido condensado fluya libremente sin cubrir o inundar una excesiva cantidad de tubos y/o que las lagunas del líquido condensado formadas entre cada par de deflectores impida el paso del vapor a través de todo el condensador.

Los deflectores cortados segmentalmente se definen por la altura del segmento cortado expresado como un porcentaje del diámetro interior de la coraza. Para un buen diseño los cortes deben encontrarse entre el 20 y 25%, siendo los más óptimos los segmentados 20% ya que permiten obtener la más alta razón de transferencia de calor para una caída de presión dada. Si el corte del deflector se incrementa, el patrón de flujo se desvía más y más del flujo transversal obteniéndose una disminución en el coeficiente de transferencia de calor. Por lo tanto, no debiera aplicarse las ecuaciones de transferencia de calor para flujo transversal, cuando la distancia entre dos deflectores segmentados adyacentes sea más grande que el diámetro interno de la coraza. Para espacios más grandes el patrón de flujo debiera ser analizado.

Para grandes intercambiadores de calor con altas razones de flujo, es a menudo más económico omitir parte o todos los tubos del área segmentada (corte o ventana) del deflector. Esto proporciona un mejor flujo transversal, mientras que más tubos pueden ser soportados por cada deflector. A menudo es necesario no colocar ningún tubo en las ventanas de los deflectores para evitar que el flujo induzca vibración en estos tubos.

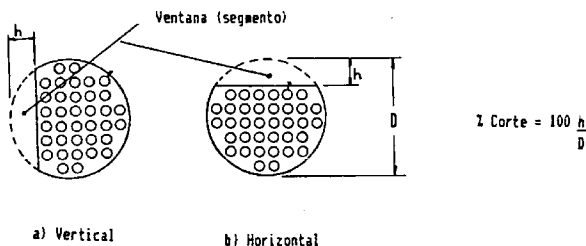


Fig. 2.10.- Cortes comunes en deflectores segmentados.
h = altura del corte, D = diámetro interno de la coraza

b) Deflectores multisegmentados o multiventanal

Caracterizados por grandes aberturas, son varios los tipos de deflectores multisegmentales que pueden usarse en casos en que se desee el flujo paralelo en vez del flujo transversal para poder cumplir con requerimientos limitados de caída de presión permisibles, pues como sabemos el flujo paralelo causa caídas de presión mucho menores que uno de flujo transversal. Cuando se desee un flujo paralelo a lo largo de la coraza, lo mejor

sería no colocar deflectores, pero por razones mecánicas es necesario soportar los tubos a intervalos. Así, la función que cumplen estos deflectores es servir como placas de soportes, a las cuales se les debe practicar las aberturas más grandes que sea posible. Puesto que las aberturas o el área libre de flujo que ofrecen estos deflectores son normalmente mayores del 50%, estos deflectores deberán trabajar en grupo (cada uno con un diseño en particular) para poder soportar todo el haz tubular (que es lo que se persigue), dependiendo el número de estos del tamaño de la abertura; por ejemplo, un grupo de cuatro deflectores pueden servir para un 75% de abertura y un grupo de tres deflectores pueden servir para un 65% de abertura. Un grupo recomendado de estos deflectores con un 65% de abertura, se muestra en la Fig. 2.11.

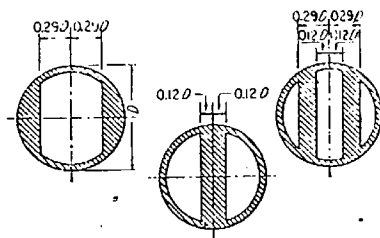


Fig. 2.11.- Deflectores Multiventanal (65% de corte)

c) Deflector longitudinal

Este tipo de deflectores puede proporcionar múltiple paso (comunmente sólo dos pasos en una sola coraza) o flujo distribuido en el lado de la coraza.

La mejor forma de que el deflector trabaje óptimamente es soldarlo a la coraza. Cuando las corazas tengan diámetros convenientemente grandes, el deflector podrá instalarse internamente, pero cuando estos sean de pequeños diámetros, de tal modo que el acceso al interior no sea posible, será necesario cortarlos en dos desde un diámetro máximo para poder soldar el deflector desde el lado exterior. Si el haz de tubos será removible, será necesario construir el cabezal de tubos flotante en dos mitades y unirlos con una tapa y una contratapa para evitar que haya fugas en la línea central.

Otra forma de colocar el deflector en la coraza, es mediante el uso de sellos flexibles o algún otro dispositivo de sellado. Esta forma no es muy segura de evitar fugas y sólo es recomendable para caídas de presión relativamente bajas, ya que cualquier fuga apreciable entre los dos pasos de la coraza invalida los valores calculados de F_r para un intercambiador 2-4 (o más pasos en los tubos).

El factor F_r de corrección de la MLDT, también puede ser afectado por la transferencia de calor a través del

deflector cuando exista una gran diferencia entre las temperaturas promedio del fluido de los dos pasos de la coraza.

2.2.9 DERIVACIONES DEL FLUJO PRINCIPAL (BY-PASS) EN EL INTERIOR DE LA CORAZA

Para conseguir una buena transferencia de calor en el lado de la coraza, los by-pass que se generan al paso de la corriente fluida a travez del haz tubular y por entre los deflectores, deberan reducirse o eliminarse. El espacio libre dejado entre el exterior del haz tubular y el interior de la coraza constituye una trayectoria de by-pass (Fig. 2.12a - Trayectoria I), asi como también lo son las trayectorias libres dejadas en la dirección del flujo por la colocación de placas divisorias de paso, cuando un multiple paso es requerido en el lado de los tubos (Fig. 2.12a - Trayectoria II).

Aunque algunos by-pass también ocurren por los espacios dejados entre los tubos y los agujeros de los deflectores, y entre los deflectores y la coraza (Fig. 2.12b), estos pueden ser minimizados por tolerancias ajustadas y no son tan perjudiciales para la transferencia de calor como lo son los by-pass de la Fig. 2.12a.

a) Dispositivos de sellado o bloqueo

Los by-pass que ocurren alrededor del haz tubular (Fig. 2.12a - Trayectoria I) pueden minimizarse o evitarse sellando o bloqueando estos espacios.

Algunos tipos comunmente usados son:

- 1) Colocando el conjunto de espaciadores y tirantes en la periferia del deflector (Fig. 2.12c - tipo (1)).
- 2) Colocando tiras o placas delgadas en la periferia de los deflectores (Fig. 2.12c - tipo (2)).
- 3) Combinando los dos casos anteriores (Fig. 2.12c - tipo (3)).

b) Tubos-falsos (postizos)

Por lo general, cuando en el lado de los tubos se requiere multiple paso es inevitable que se dejen trayectorias libres de tubos, pudiendo una de estas ser paralela a la dirección del flujo atravez del haz tubular y lo cual trae consigo los by-pass consabidos. Cuando esto ocurre, el efecto de by-pass se puede contrarrestar mediante la colocación de tubos en las trayectorias dejadas en el haz paralelas a la dirección del flujo.

Estos tubos no transportan fluido alguno, puesto que se encuentran entre los dos cabezales sin traspasarlos, de aqui el nombre de tubos-falsos. Como puede verse de lo anterior estos tubos no intercambian calor (Fig. 2.12c).

Para este proposito también pueden usarse tiras o placas delgadas, o el conjunto de espaciador y tirante.

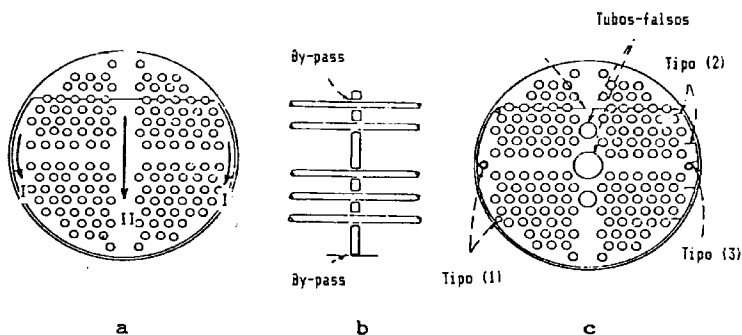


Fig. 2.12.- Disposicion y prevencion de BY-PASS

2.2.10 OBSTRUCCION EN INTERCAMBIADORES DE CALOR

La obstrucción que se forma en el interior y/o exterior del tubo causada por lodos, incrustaciones u otros depósitos, da como resultado una resistencia adicional al flujo de calor. A consecuencia de esto, se hará un diseño conservativo del intercambiador (exceso de la superficie de transferencia de calor para contrarrestar la disminución de la razón del flujo de calor por efecto del incremento de la obstrucción), deberán preverse paros periódicos para limpieza y deberá pensarse en el tratamiento de las corrientes. De aquí, el tamaño y costo de un intercambiador de calor estará relacionado con esta resistencia.

Son limitados los datos disponibles para fijar en forma exacta el grado de obstrucción que deba aplicarse a una

condición de servicio dado. El grado de obstrucción varía y depende del material de los tubos, de los fluidos involucrados, temperaturas, velocidades y otras condiciones de operación, siendo por esto arbitrario la selección de un apropiado factor de obstrucción.

2.3 CONSIDERACIONES TERMICAS HIDRAULICAS

2.3.1 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR (U)

En intercambiadores el flujo de calor que intercambian ambos fluidos puede calcularse con las siguientes relaciones:

$$Q = U A \Delta t = W C (T_2 - T_1) = w c (t_2 - t_1) \quad (2.9)$$

El flujo de calor (Q) que se transfiere a través de la pared del tubo lo hace a través de varias resistencias ofrecidas por ambos fluidos, la pared del tubo y las obstrucciones que generan ambos fluidos. El coeficiente global de transferencia de calor (U) involucra estas resistencias dando un valor efectivo equivalente con el cual se hace factible el cálculo del área requerida que cumpla con el servicio propuesto.

Puesto que un tubo proporciona áreas diferentes en la dirección del flujo de calor (dirección radial), es necesario especificar el área sobre la cual se han basado todas las resistencias para la obtención del valor de U, así puede tenerse un valor de U referido al área interna

o externa del tubo. El coeficiente global de transferencia de calor U , referido al área externa del tubo está definido por:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_i} \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + \frac{d_o}{2k} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{1}{h_o} + R_{a_i} \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + R_{a_o}} \quad (2.10)$$

2.3.2 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION (h)

Cuando un fluido se pone en contacto con una superficie sólida cuya temperatura es diferente de la propia, se produce entre ambos un intercambio calor que hace variar el estado térmico del fluido y, por lo tanto, su peso específico relativo al resto de su masa. Esta variación provoca un desplazamiento ascendente o descendente, según que reciba o ceda calor, permitiendo que nuevas porciones ocupen ese lugar, repitiéndose así el fenómeno que combina el movimiento del fluido con la transmisión de calor, el que recibe el nombre de convección.

La convección se denomina natural o libre cuando el movimiento del fluido se produce por diferencias de pesos específicos resultantes de cambios de temperaturas, como en el caso descrito anteriormente; en cambio, cuando el movimiento se produce por medios mecánicos (bombas, agitadores, ventiladores, etc.), se llama forzada. En la mayor parte de los equipos industriales se trata de aprovechar las ventajas de la convección forzada, que

permite obtener transferencias de calor mucho más eficientes que la natural.

La rapidez de transferencia de calor por convección se evalúa por medio de la ecuación:

$$Q = h A (T_w - T_\infty)$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección o coeficiente de película (h), es una función complicada del flujo del fluido, de las propiedades térmicas del medio fluido y de la geometría del sistema. Además su valor numérico en general no es uniforme sobre una superficie y depende también del lugar donde se mide la temperatura del fluido. Podemos decir que prácticamente no hay una derivación racional que permita el cálculo directo del coeficiente de película, siendo por ello necesario recurrir a algún método de correlación mediante el cual y con la ejecución de algunos experimentos básicos, con un amplio rango de variables, obtener relaciones que mantengan su validez para cualesquiera otras combinaciones de variables. Así, a continuación presentamos algunas correlaciones para estimar los coeficientes de película, los cuales se han obtenido de literatura especializada:

1) CORRELACIONES DE TRANSFERENCIA DE CALOR SOBRE EL LADO DE LOS TUBOS

FLUIDOS SIN CAMBIO DE FASE

Para líquidos en flujo turbulento la siguiente expresión es usada (Ref. 5, 33):

$$\frac{h}{C G} = \frac{0.023}{Re^{0.2} Pr^{2/3}} \quad (2.11)$$

donde:

$$Re = \frac{G d}{\mu} > 10,000$$

$$Lo / d > 60$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{K}$$

Propiedades a la temperatura de película T_f excepto C en el módulo de STANTON el cual se evalúa a la temperatura de mezcla T_b .

EBULLICION

La siguiente expresión es una correlación para la convección forzada de F-12 y F-22 evaporándose en el interior de tubos de cobre horizontales (Ref. 33).

$$h = C \left(\frac{K_l}{d} \right) \left[\left(\frac{G D}{\mu_l} \right)^2 \left(\frac{J \Delta X h_{fg}}{L} \right) \right]^n \quad (2.12)$$

donde :

$$C = 0.0009 \quad y \quad n = 0.5$$

para calidades a la salida $\leq 90 \%$

$$C = 0.0082 \quad \text{y} \quad n = 0.4$$

para vapor sobrecalentado a la salida de hasta 11 °F

X = Calidad ; fracción de masa de vapor

J = Equivalente mecánico de calor ; 778.16 pie-lb/btu

2) CORRELACIONES DE TRANSFERENCIA DE CALOR SOBRE EL LADO DE LA CORAZA

FLUIDOS SIN CAMBIO DE FASE

$$\frac{h}{CG} = \frac{0.36}{Re^{0.45} Pr^{2/3}} \quad (2.13)$$

donde :

$$2,000 < Re < 1'000,000$$

$$Go = \frac{\dot{W}_o}{a_o} \left\{ \begin{array}{l} a_o = \frac{D_c (S - d_o)}{144 S} \\ \\ - \text{Arreglo en cuadro} \\ De = \frac{4 (S^2 - \pi d_o^2/4)}{\pi d_o} \\ \\ - \text{Arreglo triangular} \\ De = \frac{4 (3 S^2/4 - \pi d_o^2/8)}{\pi d_o/2} \end{array} \right.$$

$$Re = \frac{De Go}{\mu}$$

Las propiedades se evalúan a la temperatura de película T_f , excepto C en el módulo de STANTON el cual se evalúa a la temperatura de mezcla T_b .

Esta expresión da resultados satisfactorios para los hidrocarburos, compuestos orgánicos, agua, soluciones acuosas y gases, cuando el banco de tubos emplea deflectores segmentados 25% y con espaciados aceptables entre deflectores y tubos, y entre deflectores y coraza

(Ref. 24). Cuando estos espaciados se exageran, los efectos del by-pass causan una disminución en el valor del coeficiente pelicular.

CONDENSACION

$$h = 0.79 F_1 \left(\frac{h_f g}{N d_o (T_v - T_w)} \right)^{1/4} \quad (2.14)$$

donde :

$$F_1 = \left(\frac{K^3 \rho^2 g}{\mu} \right)^{1/4}$$

Las propiedades se evalúan a una temperatura de película conveniente (Ref. 33) dada por:

$$T_f = T_v - 0.75 (T_v - T_w)$$

2.3.3 DISTRIBUCION DE TEMPERATURAS

Cuando dos fluidos que intercambian calor sensible se les hace circular a través de un intercambiador de calor, estos experimentan una variación en sus temperaturas a lo largo de su recorrido a medida que el calor pasa del fluido más caliente al más frío. Esta variación depende de la configuración del flujo tanto del fluido en el lado de la coraza (número de pasos, flujo dividido, flujo distribuido, etc.) como del fluido sobre el lado de los tubos (número de pasos).

1) INTERCAMBIADOR 1 - 1

En este caso se presentan dos tipos según sean las direcciones de las corrientes, el flujo paralelo (Fig. 2.13a) y el flujo en contracorriente (Fig. 2.13b). Los casos particulares de condensación y evaporación se presentan en las Figs. 2.13c y 2.13d, respectivamente.

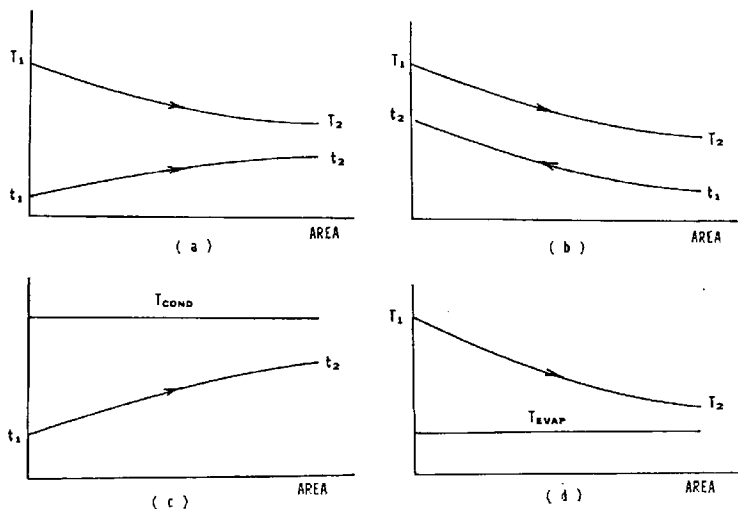


Fig. 2.13 -- Tipos comunes de distribución de temperaturas

Las temperaturas de ambos fluidos en cada punto de su trayectoria pueden calcularse a partir de un balance de calor. Aquí se plantearán las relaciones básicas para el cálculo de las temperaturas de ambos flujos en contracorriente (Fig. 2.14), indicando además que este

método puede extenderse a cualquier otro caso como los mostrados en la Fig. 2.13.

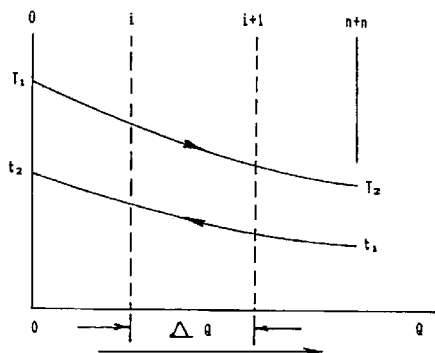


Fig. 2.14

Balance total de calor :

$$Q = W C (T_1 - T_2) = w c (t_2 - t_1) \quad (2.15)$$

Fracciones constantes del flujo de calor :

$$\Delta Q = \frac{Q}{n}, \quad n = 1, 2, 3, 4, \dots \quad (2.16)$$

Balance de calor en un ΔQ cualquiera :

$$\Delta Q = W C (T_i - T_{i+1}) = w c (t_i - t_{i+1}) \quad (2.17)$$

Temperaturas que definiran el perfil :

$$T_{i+1} = T_i - \frac{\Delta Q}{WC} \quad (2.18)$$

$$t_{i+1} = t_i - \frac{\Delta Q}{wc} \quad (2.19)$$

El flujo de calor total (Q) que habrán de intercambiar ambas corrientes pueden dividirse por conveniencia en varias partes iguales como se define en la Ec. 2.16 donde "n" es el número de intervalos deseados. Para una determinada fracción del calor total (ΔQ), podemos calcular las temperaturas correspondientes a ambos fluidos mediante las Ecs. 2.18 y 2.19, y definir el perfil de temperaturas desde este punto de vista. Si bién estamos definiendo las temperaturas para fracciones iguales de calor (ΔQ) a lo largo del intercambiador de calor, las correspondientes áreas necesarias (ΔA) para cumplir con este proposito no serán iguales, puesto que estas dependerán de todos aquellos parámetros necesarios que involucran un cálculo de transferencia de calor como son las propiedades de los fluidos, velocidades, diferencia de temperaturas, etc.

2) INTERCAMBIADOR 1 - 2

En la Fig. 2.15 se presentan algunos casos de distribuciones de temperaturas para intercambiadores 1-2. En la Fig. 2.15a el fluido caliente circula en la coraza y el fluido frío en los tubos, mientras que la Fig. 2.15b muestra esta misma disposición pero con las boquillas de la coraza cambiadas; la Fig. 2.15c presenta el caso de condensación sobre el lado de la coraza. Pueden obtenerse casos similares cuando el fluido caliente circula sobre el lado de los tubos.

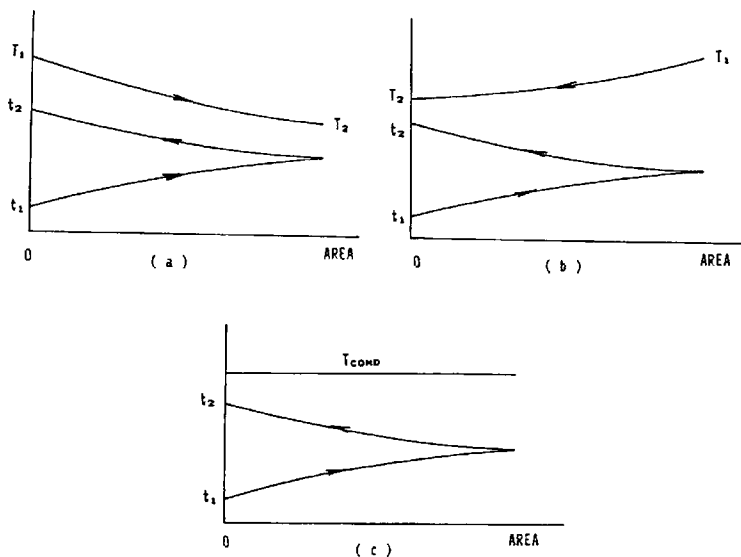


Fig. 2.15

A continuación desarrollaremos los tres casos dados en la Fig. 2.15, pero haciendo la salvedad de que estos desarrollos pueden extenderse a los otros tipos en los cuales el fluido caliente circula por el lado de los tubos.

CASO I

La distribución de temperaturas de ambas corrientes con respecto al flujo de calor que intercambian a lo largo del intercambiador, es mostrado en la Fig. 2.16. Como puede verse, la distribución de temperaturas sigue la misma

tendencia que aquella que es referida al área de transferencia de calor (Fig. 2.15a).

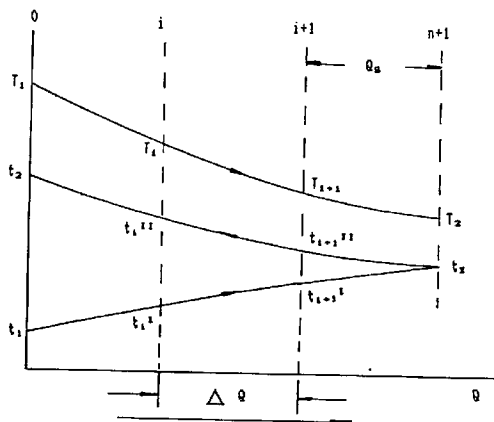


Fig. 2.16

Las ecuaciones que a continuación se muestran calculan las temperaturas de ambas corrientes en cualquier sección transversal del intercambiador (Apéndice -1).

Balance total de calor :

$$Q_T = W C (T_1 - T_2) = w c (t_2 - t_1) \quad (2.20)$$

Fraciones constantes del flujo de calor:

$$\Delta Q = \frac{Q_T}{n}, \quad n = 1, 2, 3, 4, \dots$$

Balance de calor en un ΔQ cualquiera:

$$\Delta Q = W C (T_i - T_{i+1}) = w c (t_{i,i+1} - t_{i+1,i+1}) + w c (t_{i+1,i} - t_i) \quad (2.21)$$

Temperaturas que definirán el perfil :

$$T_{i+1} = T_i - \frac{\Delta Q}{W C} \quad (2.22)$$

Sobre el lado de los tubos tendremos:

$$t_{i+1}^I = K_3 + \frac{t_i^I - K_3}{F} \quad (2.23)$$

donde :

$$K_3 = T_{i+1} - \frac{K_2}{K_1} \quad (2.24) \quad \left\{ \begin{array}{l} K_1 = \frac{W \cdot C}{w \cdot c} \quad (2.25) \\ K_2 = \frac{Q_s}{w \cdot c} \quad (2.26) \end{array} \right.$$

$$Q_s = Q_r \left(1 - \frac{S}{n} \right) \quad , \quad S = 1, 2, 3, \dots, n \quad (2.27)$$

$$F = \left(\frac{X_2}{X_1} \right)^{1/2} \left[\frac{(Z_2 + b)(Z_1 + a)}{(Z_2 + a)(Z_1 + b)} \right]^c \quad (2.28)$$

$$a = \left(\frac{1}{K_1} - 1 \right) - \sqrt{\frac{1}{K_1^2} + 1} \quad (2.29)$$

$$b = \left(\frac{1}{K_1} - 1 \right) + \sqrt{\frac{1}{K_1^2} + 1} \quad (2.30)$$

$$c = \frac{1}{2 K_1} \left(\frac{1}{\frac{1}{K_1^2} + 1} \right) \quad (2.31)$$

$$Z_1 = \frac{T_i - K_2}{t_i^I - K_3} \quad (2.32) \quad Z_2 = \frac{T_{i+1} - K_2}{t_{i+1}^I - K_3} \quad (2.33)$$

$$X_1 = \left[Z_1 + \left(\frac{1}{K_1} - 1 \right) \right]^2 - \left(\frac{1}{K_1^2} + 1 \right) \quad (2.34)$$

$$X_2 = \left[Z_2 + \left(\frac{1}{K_1} - 1 \right) \right]^2 - \left(\frac{1}{K_1^2} + 1 \right) \quad (2.35)$$

Finalmente tenemos:

$$t_{i+1}^{II} = t_{i+1}^I + K_2 \quad (2.36)$$

El procedimiento de cálculo es el siguiente:

- 1) Calculamos K_1 y K_2 con las Ecs. 2.25 y 2.26 respectivamente.

- 2) Calculamos K_3 con la Ec. 2.24 y calculamos los valores a , b y c con las Ecs. 2.29, 2.30 y 2.31 respectivamente.
- 3) Calculamos Z_1 y X_1 con las Ecs. 2.32 y 2.34 respectivamente.
- 4) Asumimos t_{i+1}^I y calculamos Z_2 y X_2 con las Ecs. 2.33 y 2.35 respectivamente.
- 5) Calculamos F con la Ec. 2.28 y calculamos el valor de t_{i+1}^I con la Ec. 2.23.
- 6) Verificamos el valor de t_{i+1}^I asumido en el paso (4) y el calculado en el paso (5). Si no concuerdan debemos volver al paso (4), pero esta vez el valor asumido de t_{i+1}^I sera el valor calculado en el paso (5).
- 7) Calculamos t_{i+1}^{II} con la Ec. 2.36.

El cálculo de la temperatura T_x (Fig. 2.16) se hace en forma directa puesto que para este caso $Q_s = 0$, lo cual simplifica los procesos de iteración.

CASO II

Al igual que en el caso I, el fluido caliente estará en la coraza y el fluido frío en los tubos, pero el recorrido del fluido caliente sera opuesto (Fig. 2.17).

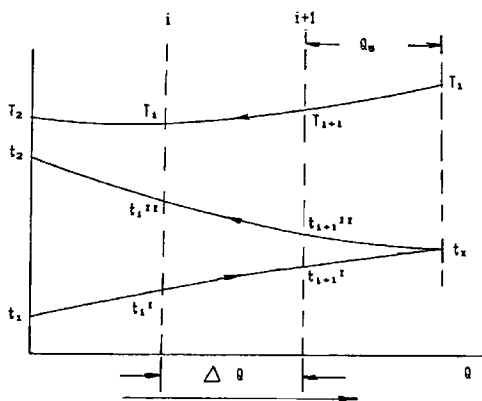


Fig. 2.17

Salvo por las Ecs. 2.22 y 2.24, el resto de aquellos dados en el caso I serán iguales así como el procedimiento de cálculo. Estas nuevas expresiones serán:

modificación de la Ec. 2.22

$$T_{i+1} = T_i + \frac{\Delta Q}{W C} \quad (2.22)'$$

modificación de la Ec. 2.24

$$K_3 = T_{i+1} + \frac{K_2}{K_3} \quad (2.24)'$$

CASO III

En este caso consideraremos la condensación del fluido en la coraza (Fig. 2.18).

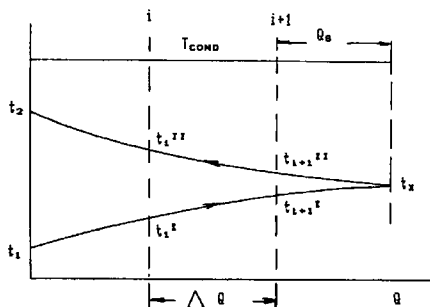


Fig. 2-18

Las siguientes ecuaciones definirán el perfil de temperaturas a lo largo del intercambiador de calor:

Balace total de calor:

$$Q_T = Q_{\text{cond}} = W h_f g = w c (t_2 - t_1) \quad (2.37)$$

fracciones constantes del flujo de calor:

$$\Delta Q = \frac{Q_T}{n} \quad , \quad n = 1, 2, 3, 4, \dots \quad (2.38)$$

$$Q_n = Q_T \left(1 - \frac{S}{n} \right) \quad , \quad S = 1, 2, 3, \dots, n \quad (2.39)$$

Las temperaturas que definirán el perfil sobre el lado de los tubos puede calcularse por (Apendice -2):

$$t_{i+1}^I = \frac{1}{2} (2T - \frac{Q_n}{wc}) - \frac{1}{2} \sqrt{(2T - \frac{Q_n}{wc})^2 + 4 \left[T \left(\frac{Q_n}{wc} - T \right) + (T - t_i^I) (T - t_i^{II}) \right]} \quad (2.40)$$

Las temperaturas en el segundo paso se calculan con:

$$t_{i+1}^{II} = t_{i+1}^I + \frac{Q_n}{w c} \quad (2.41)$$

Como es lógico aquí tendremos:

$$T_i = T_{i+1} = T = T_{\text{cond}}$$

Como en los casos anteriores, t_x se calcula haciendo $Q_s = 0$.

3) INTERCAMBIADOR 1 - n (n = 2, 4, 6, 8,)

Para estos casos es más recomendable aplicar un método aproximado en el cual la exactitud dependerá del número de intervalos tomados. A continuación analizaremos el caso particular cuando $n=4$, o sea un intercambiador 1-4, pero se indica que puede hacerse con otro valor de "n" (Fig. 2.19) u otra disposición.

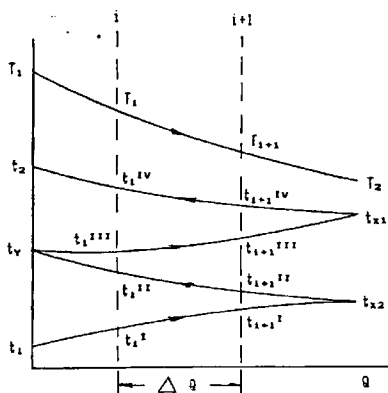


Fig. 2.19

Las ecuaciones que en continuación se muestran calculan las temperaturas de ambas corrientes en cualquier sección transversal del intercambiador (Apendice - 3).

Balance total de calor:

$$Q_T = W C (T_1 - T_2) = w c (t_2 - t_1) \quad (2.42)$$

Fraciones constantes del flujo de calor:

$$\Delta Q = \frac{Q_T}{n}, \quad n = 1, 2, 3, 4, \dots \quad (2.43)$$

Balance de calor en un ΔQ cualquiera:

$$\Delta Q = W C (T_i - T_{i+1}) = w c (t_{i+1}^{IV} - t_{i+1}^{IV}) - w c (t_{i+1}^{III} - t_i^{III}) + w c (t_i^{II} - t_{i+1}^{II}) + w c (t_{i+1}^I - t_i^I) \quad (2.44)$$

Temperaturas que definiran el perfil en el lado de la coraza:

$$T_{i+1} = T_i - \frac{\Delta Q}{W C} \quad (2.45)$$

Temperaturas que definiran el perfil en el lado de los tubos:

$$t_{i+1}^{II} = t_i^{II} - \left[\frac{\ln \left(\frac{T_i - t_i^I}{T_{i+1} - t_{i+1}^I} \right)}{\ln \left(\frac{T_i - t_i^{III}}{T_{i+1} - t_{i+1}^{III}} \right)} \right] \left[\frac{(T_i - t_i^{II}) - (T_{i+1} - t_{i+1}^{II})}{(T_i - t_i^I) - (T_{i+1} - t_{i+1}^I)} \right] (t_{i+1}^I - t_i^I) \quad (2.46)$$

$$t_{i+1}^{III} = t_i^{III} + \left[\frac{\ln \left(\frac{T_i - t_i^I}{T_{i+1} - t_{i+1}^I} \right)}{\ln \left(\frac{T_i - t_i^{III}}{T_{i+1} - t_{i+1}^{III}} \right)} \right] \left[\frac{(T_i - t_i^{III}) - (T_{i+1} - t_{i+1}^{III})}{(T_i - t_i^I) - (T_{i+1} - t_{i+1}^I)} \right] (t_{i+1}^{II} - t_i^{II}) \quad (2.47)$$

$$t_{i+1}^{IV} = t_i^{IV} - \left[\frac{\ln \left(\frac{T_i - t_i^I}{T_{i+1} - t_{i+1}^I} \right)}{\ln \left(\frac{T_i - t_i^{IV}}{T_{i+1} - t_{i+1}^{IV}} \right)} \right] \left[\frac{(T_i - t_i^{IV}) - (T_{i+1} - t_{i+1}^{IV})}{(T_i - t_i^{III}) - (T_{i+1} - t_{i+1}^{III})} \right] (t_{i+1}^{III} - t_i^{III}) \quad (2.48)$$

$$t_{i+1}^I = t_i^I + \left[\frac{\ln \left(\frac{T_i - t_i^I}{T_{i+1} - t_{i+1}^I} \right)}{\ln \left(\frac{T_i - t_i^I}{T_{i+1} - t_{i+1}^I} \right)} \right] \left[\frac{(T_i - t_i^I) - (T_{i+1} - t_{i+1}^I)}{(T_i - t_i^{IV}) - (T_{i+1} - t_{i+1}^{IV})} \right] (t_{i+1}^{IV} - t_i^{IV}) \quad (2.49)$$

El procedimiento de cálculo es el siguiente:

- 1) Se asume un valor de t_{i+1}^I .
- 2) Conocido t_{i+1}^I , calculamos t_{i+1}^{II} con la Ec. 2.46 mediante un proceso iterativo.
- 3) Conocido t_{i+1}^{II} , calculamos t_{i+1}^{III} con la Ec. 2.47 mediante un proceso iterativo.
- 4) Conocido t_{i+1}^{III} , calculamos t_{i+1}^{IV} con la Ec. 2.48 mediante un proceso iterativo.
- 5) Con las temperaturas de los pasos 1), 2), 3) y 4) calculamos el valor de t_{i+1}^I con la Ec. 2.49.
- 6) Verificamos el valor de t_{i+1}^I asumido en el paso 1) y el calculado en el paso 5). Si no concuerdan debemos volver al paso 1), pero esta vez el valor asumido de t_{i+1}^I sera el valor calculado en el paso 5).

2.3.4 DIFERENCIA DE TEMPERATURAS

La media logarítmica de la diferencia de temperaturas (MLDT) es un factor importante en los cálculos de transferencia de calor, puesto que nos determina el tamaño (superficie de transferencia de calor) y por ende el costo de la inversión. Por esto, los rangos de temperaturas (se entiende por rango de temperatura al aumento de la temperatura del fluido frío o a la disminución de la temperatura del fluido caliente) de ambas corrientes deben elegirse convenientemente a menos de que estos sean

impuestos. Por lo general un alto valor de la MLDT trae consigo un pequeño tamaño del intercambiador, por esto cuando tengamos la facultad de elegir estos rangos de temperaturas debemos recordar que grandes valores de la MLDT pueden conseguirse incrementando el rango de temperaturas del medio enfriante (Ref. 5). Por el contrario, pequeñas aproximaciones de temperaturas, es decir pequeña diferencia de temperaturas entre la entrada de una de las corrientes y la salida de la otra, trae como resultado valores bajos de la MLDT.

Así como las temperaturas de los fluidos varían a lo largo de su recorrido, también lo hace la diferencia de temperaturas. Como consecuencia de esto, aún para una resistencia constante, la velocidad del flujo de calor variara a lo largo del intercambiador y por ende los requerimientos de área, a intervalos del intercambiador, serán diferentes. De manera análoga a lo planteado para distribuciones de temperaturas, consideraremos intervalos referidos al flujo de calor para los cuales calcularemos la verdadera diferencia de temperaturas, tomando los mismos casos para el estudio.

1) INTERCAMBIADOR 1 - 1

En la Fig. 2.20 se muestra la distribución de temperaturas para flujo en contracorriente.

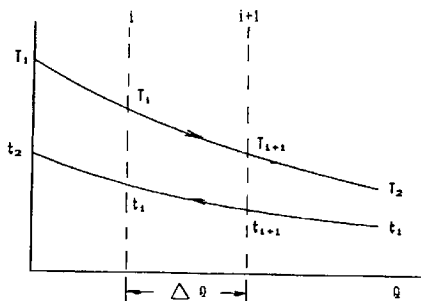


Fig. 2-20

Analizaremos dos casos para el cálculo de la diferencia de temperaturas, la primera refiriéndose en forma global a todo el intercambiador, y la segunda tomando intervalos del mismo.

CALCULO GLOBAL

La diferencia de temperaturas queda definida por:

$$\Delta t = F_r \text{ MLDT} \quad (2.50)$$

En general para un intercambiador 1 - 1 en el cual pueden obtenerse flujos en contracorriente (o paralelo)puro , el factor de corrección de la MLDT es igual a la unidad ($F=1$). Como consecuencia de lo anterior la diferencia promedio de temperaturas (Δt) se hace igual a la MLDT, y esta se calcula con (Ref. 24):

$$\Delta t = \text{MLDT} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right)} \quad (2.51)$$

CALCULO DIFERENCIAL

En un intervalo cualquiera (Fig. 2.20) la diferencia de temperatura queda definida por:

$$\Delta t_n = \text{MLDT} = \frac{(T_i - t_i) - (T_{i+1} - t_{i+1})}{\ln \left(\frac{T_i - t_i}{T_{i+1} - t_{i+1}} \right)} \quad (2.52)$$

2) INTERCAMBIADOR 1 - 2

Analizaremos los mismos casos planteados para la distribución de temperaturas.

CASO I

La Fig. 2.21 muestra el caso que analizaremos.

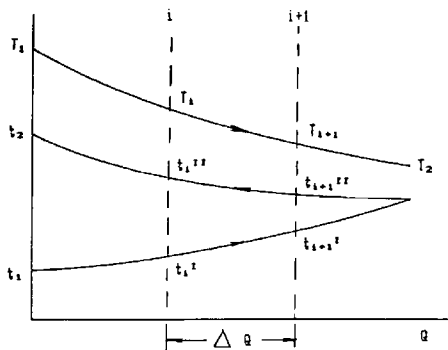


Fig. 2.21

CALCULO GLOBAL

En este caso también tenemos:

$$\Delta t = F_r \text{ MLDT} \quad (2.53)$$

y

$$MLDT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right)} \quad (2.54)$$

Pero el valor de F_r tiene la forma siguiente (Ref. 24):

$$F_r = \left[\frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \right] \left[\frac{\ln \left| \frac{1 - S}{1 - RS} \right|}{\ln \frac{2 - S (R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S (R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}} \right] \quad (2.55)$$

donde:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{w_c}{W C} \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

A continuación se harán algunas observaciones:

- 1) Puesto que un intercambiador de calor 1-2 tiene sobre el lado de los tubos un paso paralelo y el otro en contracorriente con respecto al fluido en la coraza, el valor de Δt se encontrara entre los limites de la MLDT para flujo paralelo y en contracorriente.

$$MLDT \text{ paralelo} < \Delta t_{1-2} < MLDT \text{ contracorriente}$$

- 2) El valor de F_r para un intercambiador 1-2 siempre sera menor que la unidad, puesto que cuando $F_r = 1$ el Δt sería igual a la MLDT para flujo en contracorriente puro lo cual sólo ocurre en un intercambiador 1-1.

$$F_r \text{ 1-2} < 1$$

- 3) El mínimo límite práctico de eficiencia del valor de F_r para un intercambiador 1-2 es de 0.75 (Ref. 15), y

refiriéndose al punto 2) el valor de F_T se encontrara entre los siguientes límites:

$$0.75 \leq F_T < 1$$

Como veremos más adelante el mínimo límite de F_T aumenta conforme aumenta el número de pasos sobre el lado de la coraza.

- 4) Ocurre un caso especial cuando los rangos de temperaturas de ambas corrientes son iguales. Siendo este el caso, obtenemos $R=1$ con el cual el valor de F_T se hace indeterminado.

$$F_T \text{ R=1} = \frac{Q}{0} \quad (\text{indeterminado})$$

Para romper la indeterminación es necesario aplicar la regla de L' HOPITAL y obtener una nueva expresión para F_T cuando se hace $R=1$. Esta expresión es:

$$F_{TR=1} = \frac{\left(\frac{S}{1-S} \right) \sqrt{2}}{\ln \left(\frac{2-S(2-\sqrt{2})}{2-S(2+\sqrt{2})} \right)} \quad (2.56)$$

CALCULO DIFERENCIAL

El cálculo de la diferencia promedio de temperatura para un intervalo del intercambiador (Fig. 2.21) se obtiene con la siguiente expresión (Apendice -4):

$$\Delta t_m = \frac{(R + \sqrt{R^2 + 1}) \left(\frac{\Delta Q}{2 \cdot w \cdot c} \right)}{\ln \left[\frac{2T_1 - (t_1^{11} + t_1^{12}) - (R - \sqrt{R^2 + 1})(t_1^{21} - t_1^{22})}{2T_{1+1} - (t_{1+1}^{11} + t_{1+1}^{12}) - (R - \sqrt{R^2 + 1})(t_{1+1}^{21} - t_{1+1}^{22})} \right]} \quad (2.57)$$

Donde:

$$R = \frac{w_c}{W_c} = \frac{T_i - T_{i+1}}{(t_{i+1}^{II} - t_i^I) - (t_{i+1}^{II} - t_{i+1}^I)}$$

CASO II

Al igual que en el caso I el fluido caliente estará en la coraza y el fluido frío en los tubos pero el recorrido del fluido caliente será opuesto (Fig. 2.22).

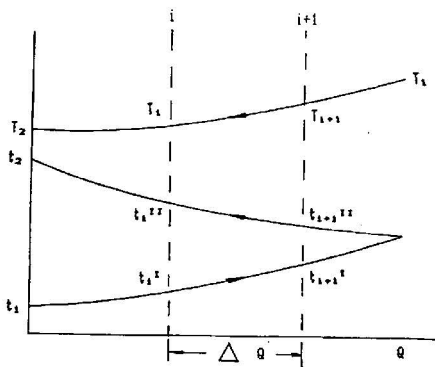


Fig. 2.22

CALCULO GLOBAL

Mediante un análisis diferencial de balance de calor podemos obtener, para todo el intercambiador, un grupo de ecuaciones parecidas pero no iguales a los dadas en el caso I para el cálculo de F_r . Se ha demostrado que estas ecuaciones (y en general para cualquier disposición de flujos en intercambiadores 1-2) dan el mismo resultado que aquellas otras ecuaciones que podamos deducir mediante un análisis diferencial. De aquí, es más práctico tener un grupo de ecuaciones que puedan aplicarse a cualquier

disposición de un intercambiador 1-2, que a tener un grupo distinto de ecuaciones para cada disposición de flujos sabiendo que estos dan el mismo resultado cuando se aplican convenientemente.

Para este caso tendremos:

$$\Delta t = Fr \text{ MLDT}$$

donde el cálculo de Fr y MLDT se obtienen con las Ecs. 2.54 y 2.55 respectivamente. Las observaciones descritas en el caso I también se aplican aquí.

CALCULO DIFERENCIAL

Si bien el caso I y el caso II son iguales tratándose del intercambiador en forma total o global, esto no lo es para los intervalos de cada caso. Por lo tanto refiriéndonos a la Fig. 2.22, un intervalo de esta disposición dará un Δt diferente para cada caso.

Las ecuaciones para el cálculo del Δt de cada intervalo de esta nueva disposición de flujo serán (la solución es análoga al que se da en el Apéndice -4):

$$\Delta t = \frac{(R + \sqrt{R^2 + 1}) (\Delta Q / 2WC)}{\ln \left| \frac{2 T_{i+1} - (t_{i+1})^{II} + t_{i+1}^{II}}{2 T_i - (t_i)^{II} + t_i^{II}} + \frac{(R - \sqrt{R^2 + 1}) (t_{i+1})^{II} - t_{i+1}^{II}}{(R - \sqrt{R^2 + 1}) (t_i)^{II} - t_i^{II}} \right|} \quad (2.58)$$

Donde:

$$R = \frac{W_c}{W_c} = \frac{T_{i+1} - T_i}{(t_i)^{II} - t_i^{II}} - \frac{T_{i+1} - T_i}{(t_{i+1})^{II} - t_{i+1}^{II}}$$

CASO III

En este caso consideraremos la condensación del fluido en la coraza (Fig. 2.23).

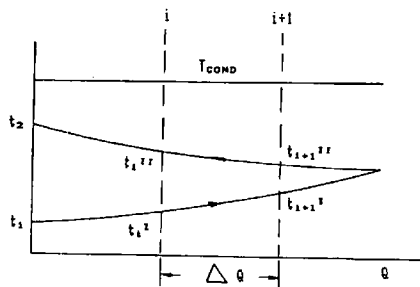


Fig. 2.23

CALCULO GLOBAL

Para este caso tendremos:

$$\Delta t = Fr \quad MLDT$$

Donde:

$$MLDT = \frac{t_2 - t_1}{\ln \left(\frac{T - t_1}{T - t_2} \right)} \quad (2.59)$$

$$Fr = 1 \quad (R = 0, \text{ en la Ec. 2.55})$$

CALCULO DIFERENCIAL

Para obtener la expresión Δt para el intervalo que se muestra en la Fig. 2.23, basta con reemplazar $R = 0$ en las Ecs. 2.57 o 2.58 las cuales, como ya vimos, darán

idénticos resultados. Usando la Ec 2.57, la cual al reemplazar $R = 0$ en ella dará:

$$\Delta t = \frac{\frac{\Delta Q}{2 w c}}{\ln \left(\frac{T - t_i}{T - t_{i+1}} \right)} \quad (2.60)$$

3) INTERCAMBIADOR 1 - n (n = 2, 4, 6, ...)

Analizaremos los dos casos para la disposición del fluido caliente sobre el lado de la coraza.

CASO I

La Fig. 2.24 nos muestra el caso a estudiar.

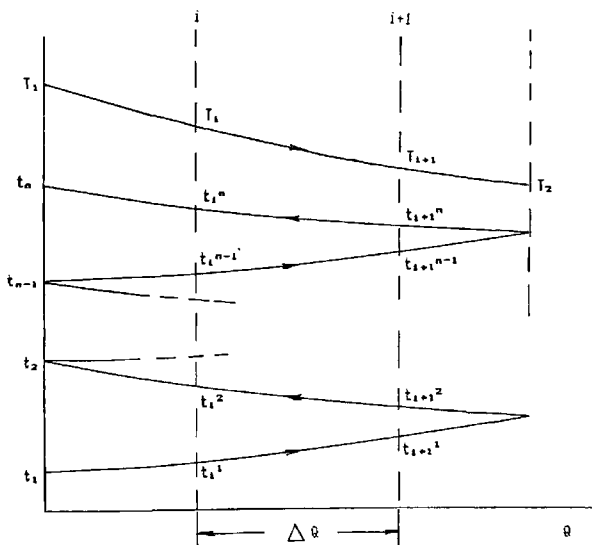


Fig. 2.24

A) CALCULO GLOBAL

Es conveniente analizar este cálculo desde dos puntos de vista según sea la exactitud, siendo para ello necesario plantear dos métodos de cálculo, el exacto y el aproximado.

METODO EXACTO

En este caso en que tenemos varios pasos sobre el lado de los tubos, la expresión general para calcular el valor de Δt para esta disposición será (Apéndice -5):

$$\Delta t = \frac{\sqrt{R^2 + \frac{4}{n^2}} (t_n - t_1)}{\ln \frac{2 (T_1 - \bar{t}) - (R - \sqrt{R^2 + 4/n^2}) (t_n - t_1)}{2 (T_1 - \bar{t}) - (R + \sqrt{R^2 + 4/n^2}) (t_n - t_1)}} \quad (2.61)$$

Donde:

$$\bar{t} = \left(\frac{1}{n} \right) \sum_{i=1}^{i=n} t_i \quad R = \frac{W_c}{W_c} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

n = número de pasos en los tubos (par)

El valor de \bar{t} es el promedio de todas las temperaturas ubicadas en el extremo izquierdo como se muestra en la Fig. 2.24. Las temperaturas intermedias pueden calcularse con el método propuesto en el caso (3) del párrafo 2.3.3 (distribución de temperaturas).

METODO APROXIMADO (PRACTICO)

Para estos casos lo que comúnmente se hace para obtener el valor de Δt , es aplicar las mismas expresiones que se

aplican a un intercambiador 1-2, puesto que el error en que se incurre es muy poco. Puede verse en la Ec. 2.61 que el valor de Δt irá disminuyendo conforme aumenta el número de pasos sobre el lado de los tubos. De todos modos con lo que se ha planteado aquí podemos calcular el valor de Δt en forma exacta y verificar esta suposición.

B) CALCULO DIFERENCIAL

El cálculo de Δt para un intervalo cualquiera del intercambiador (Fig. 2.24) se obtiene con la siguiente expresión (Apéndice -5):

$$\Delta t = \frac{\left(R \sqrt{R^2 + \frac{4}{n^2}} \right) \frac{\Delta \theta}{2 w c}}{\ln \left[\frac{T_1 - \bar{t}_1 - 1/2 (\Delta \theta/wc + \theta_w/wc) (R - \sqrt{R^2 + 4/n^2})}{T_{1+n} - \bar{t}_{1+n} - 1/2 (\theta_w/wc) (R - \sqrt{R^2 + 4/n^2})} \right]} \quad (2.62)$$

Donde:

$$\bar{t}_i = \left(\frac{1}{n} \right) \sum_{j=1}^{j=n} t_{ij} \quad \bar{t}_{i+1} = \left(\frac{1}{n} \right) \sum_{j=1}^{j=n} t_{i+1j}$$

$$R = \frac{w c}{W C} = \frac{T_1 - T_2}{\sum_{k=2}^{k=n} (t_{1k} - t_{1k-1}) - \sum_{k=2}^{k=n} (t_{i+1k} - t_{i+1k-1})}$$

CASO II

La Fig. 2.25 nos muestra el caso a estudiar.

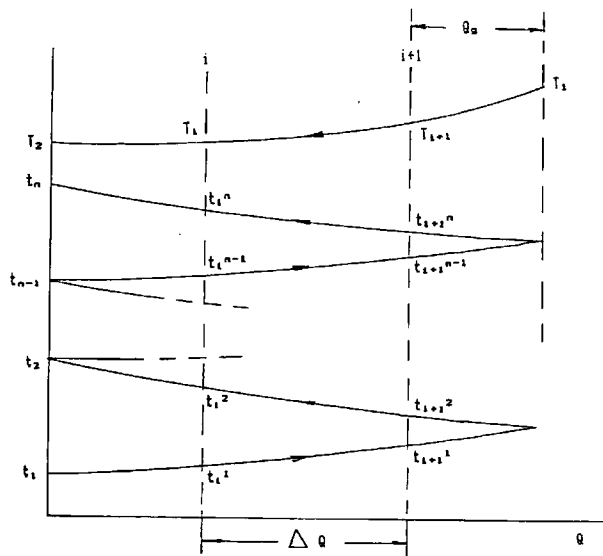


Fig. 2.25

CALCULO GLOBAL

La disposición planteada en el caso I sirve para este propósito.

CALCULO DIFERENCIAL

El cálculo del Δt para un intervalo cualquiera del intercambiador (Fig. 2.25) se obtiene con la siguiente expresión (Apéndice -5):

$$\Delta t = \frac{(R + \sqrt{R^2 + 4/n^2}) \frac{\Delta Q}{2 \pi r}}{\ln \left[\frac{T_{i+1} - T_{i+1} + (R - \sqrt{R^2 + 4/n^2}) (Q_a/2\pi r)}{T_i - T_i + (R - \sqrt{R^2 + 4/n^2}) (Q_a/\pi r + \Delta B/\pi r)} \right]} \quad (2.63)$$

Donde:

$$\bar{t}_{i+1} = \left(\frac{1}{n} \right) \sum_{j=1}^{j=n} t_{i+1j} \qquad \bar{t}_i = \left(\frac{1}{n} \right) \sum_{j=1}^{j=n} t_{ij}$$

$$R = \frac{w_c}{W C} = \frac{T_1 - T_2}{\sum_{k=2}^{k=n} (t_{ik} - t_{i,k-1}) - \sum_{k=2}^{k=n} (t_{i+1,k} - t_{i+1,k-1})}$$

4) INTERCAMBIADOR m - n

En este caso creemos conveniente recordar y/o aclarar algunos puntos.

4.1) Los cálculos que se han hecho tanto para Δt y/o Fr , salvo el intercambiador 1-1, se han referido a corazas que tienen un número par de pasos sobre el lado de los tubos. No se ha tratado aquí con intercambiadores que tienen un número impar de pasos en los tubos debido a que crean problemas mecánicos en los cabezales estacionarios y porque generalmente no son empleados. En el caso que se quiera usar intercambiadores con un número impar de pasos en los tubos, es recomendable, para obtener un valor máximo de Fr , que la mayoría de los pasos en los tubos esten en contracorriente con el fluido de la coraza en lugar de estar en paralelo.

4.2) Sabemos que un intercambiador de calor de coraza y tubos, es aquel que consta de m pasos sobre el lado

de la coraza y n pasos sobre el lado de los tubos, siendo $n = m$ o $n > m$.

CASO DE $n = m$

En este tipo de intercambiadores los flujos pueden ser arreglados tanto en contracorriente verdadera como en paralelo verdadero. Hablando en términos estrictamente térmicos podemos decir que sólo existe el intercambiador 1-1 ($n = m = 1$) puesto que los demás del mismo tipo (intercambiadores 2-2, 3-3, 4-4, etc.) difieren sólo en el aspecto mecánico. El intercambiador 1-1 es el intercambiador más simple, y trabajando uno solo o varios en serie cumplen la misma función de los intercambiadores 2-2, 3-3, 4-4, etc. La Fig. 2.26 muestra tres esquemas que cumplen con el mismo servicio y donde el número de tubos (N) por flujo es el mismo.

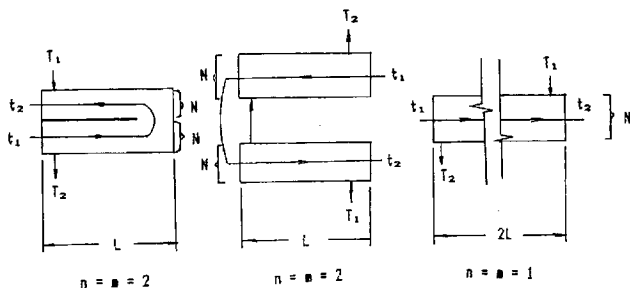


Fig. 2.26

El esquema de la izquierda muestra un intercambiador 2-2 en una sola coraza dividida por un deflector longitudinal; el del centro representa un intercambiador 2-2 pero repartido en dos corazas (cada uno de los cuales es un intercambiador 1-1) y el tercer esquema muestra un intercambiador 1-1 pero con una longitud doble.

CASO DE $n > m$

En este tipo de intercambiador siempre debe cumplirse que:

$$n = (2 m) K \quad (2.64)$$

Donde:

$$K = 1, 2, 3, 4, \quad (K_{\min} = 1)$$

Así por ejemplo tendremos:

$n=1 \rightarrow n = 2 \cdot 1 \cdot k = 2k \rightarrow$	INTERCAMBIADOR	1 - n 1 - 2 (K=1) mín. 1 - 4 (K=2) 1 - 6 (K=3) etc.
$n=2 \rightarrow n = 2 \cdot 2 \cdot K = 4k \rightarrow$	INTERCAMBIADOR	2 - n 2 - 4 (K=1) mín. 2 - 8 (K=2) 2 - 12 (K=3) etc.
$n=3 \rightarrow n = 2 \cdot 3 \cdot K = 6k \rightarrow$	INTERCAMBIADOR	3 - n 3 - 6 (K=1) mín. 3 - 12 (K=2) 3 - 18 (K=3) etc.

De lo anterior puede verse que con intercambiadores 1-n pueden formarse los demás; un intercambiador 2-4 puede formarse con dos intercambiadores 1-2, un intercambiador 3-12 puede formarse con tres intercambiadores 1-4, etc. De aquí también podemos ver que el número de pasos sobre el lado de la coraza (m) determina el número de intercambiadores del tipo 1-n o número de corazas como es llamado comúnmente (un intercambiador 1-n representa una coraza).

- 4.3) Se ha demostrado (Ref. 24) que el parámetro que influye en el valor de Fr es el número de corazas (número de pasos en la coraza); altos valores de Fr se obtiene con un mayor número de corazas. Para un número dado de corazas, la cantidad de pasos sobre el lado de los tubos no tiene influencia práctica sobre el valor de Fr , así por ejemplo, el valor de Fr para un intercambiador 1-2 será prácticamente el mismo que para intercambiadores 1-4, 1-6, 1-8, etc. (el valor de Fr disminuirá al aumentar el número de pasos sobre los tubos).

Tomando el valor de $K=1$ para un número dado de corazas (m), obtenemos el arreglo mínimo en el cual el correspondiente valor de Fr representará a los demás de su serie, así tendremos:

Nº Corazas (n)	Mínimo arreglo (K = 1)	Arreglos de su serie (K > 1)
1	$F_T 1-2$	$F_T 1-n \approx F_T 1-2$ (n=2 K)
2	$F_T 2-4$	$F_T 2-n \approx F_T 2-4$ (n=4 K)
3	$F_T 3-6$	$F_T 3-n \approx F_T 3-6$ (n=6 K)
4	$F_T 4-8$	$F_T 4-n \approx F_T 4-8$ (n=8 K)
n	$F_T n-2n$	$F_T n-n \approx F_T n-2n$ (n=2 nK)

$$K = 1, 2, 3, 4, \dots$$

4.4) En general el valor de F_T está limitado a ciertos valores como son:

$$\underline{F_T = 1} \quad (\text{máximo})$$

El máximo valor de F_T que puede obtenerse es la unidad. Este caso ocurre cuando tenemos un intercambiador 1-1 con flujo en contracorriente (con una, ambas o ninguna de las corrientes en cambio de fase), y en general en intercambiadores m-n solamente cuando una o ambas corrientes experimentan cambio de fase (condensación y/o evaporación).

$$\underline{F_T = 0.75} \quad (\text{mínimo para una coraza})$$

El valor de $F_T = 0.75$ es el límite más bajo de eficiencia práctica para los intercambiadores 1-n (Ref. 15) cuando ambos flujos intercambian calor

sensible. Si se obtiene un valor de $Fr < 0.75$ para un intercambiador, éste no deberá usarse.

$Fr = 0.75 - 0.80$ (mínimo para más de una coraza)

Cuando se obtiene un valor de $Fr < 0.75$ para intercambiadores con una coraza (intercambiadores 1-n), es necesario aumentar el número de corazas (en serie) para lograr un aumento del valor de Fr . Pero al aumentar el número de corazas, también aumenta el límite mínimo de Fr ($Fr=0.75$, correspondiente a una coraza). El nuevo límite mínimo práctico de Fr tomará valores que van de 0.75 a 0.80 conforme aumenta el número de corazas (Ref. 15). El número óptimo de corazas se encuentra alcanzando el límite mínimo práctico de Fr (0.75 a 0.80).

Refiriéndonos al punto (4.3), la ecuación general que determina el valor de Fr para el cálculo de la diferencia promedio de temperaturas (Δt) para intercambiadores m-n está dada por (Ref. 15):

$$Fr = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \frac{\ln \left[\frac{(1 - P_x) / (1 - R P_x)}{(2/P_x) - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}} \right]}{\ln \left[\frac{(2/P_x) - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}}{(2/P_x) - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}} \right]} \quad (2.65)$$

Donde:

$$P_x = \frac{1 - \left(\frac{R P - 1}{P - 1} \right)^{1/m}}{R - \left(\frac{R P - 1}{P - 1} \right)^{1/m}}$$

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

m = número total de corazas o número de pasos por la coraza.

Si $R = 1$ la ecuación se hace indeterminada y es necesario aplicar la regla de L'HOPITAL para llegar a la siguiente expresión:

$$FR=1 = \frac{P_x \sqrt{2}/(1 - P_x)}{\text{Ln} \left[\frac{(2/P_x) - 2 + \sqrt{2}}{(2/P_x) - 2 - \sqrt{2}} \right]} \qquad (2.66)$$

Donde:

$$P_x = P/(m - m P + P)$$

5) CASO PARTICULAR

Cuando los requerimientos de caída de presión sobre el lado de la coraza no pueden cumplirse aún con intercambiadores de una coraza (intercambiadores 1-n), es necesario usar un intercambiador de "flujo dividido".

INTERCAMBIADOR DE FLUJO DIVIDIDO 1-n

En intercambiadores de flujo dividido 1-n ($n = 2k$, $k = 1, 2, 3, \dots$) en donde se tenga $T_2 > t_2$, es satisfactorio obtener el valor de Δt multiplicando la MLDT por el valor de F_r obtenido para un intercambiador 1-n (Ref. 24). La Fig. 2.27a muestra un intercambiador de flujo dividido 1-2 y la Fig. 2.27b muestra el esquema de la relación de temperaturas.

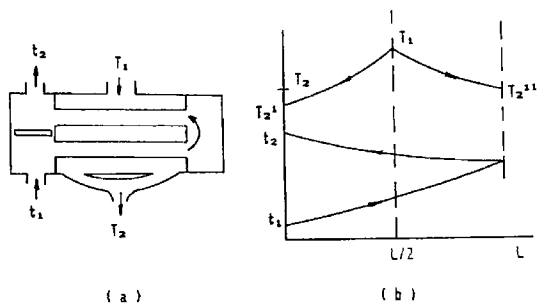


Fig. 2.27

INTERCAMBIADOR DE FLUJO DIVIDIDO 1-1

Si aplicáramos el método anterior a un intercambiador de flujo dividido 1-1, obtendríamos un valor erróneo de Δt puesto que el flujo es una combinación de paralelo y contracorriente a lo largo de la longitud del intercambiador (Fig. 2.28). Recordemos que en un intercambiador de calor 1-1 convencional, se tiene $Fr = 1$ y consecuentemente $\Delta t = MLDT$ (contracorriente verdadera).

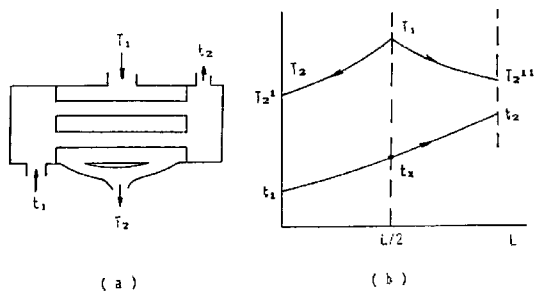


Fig. 2.28

Las ecuaciones que a continuación se presentan calculan el valor de Δt para un intercambiador de flujo dividido 1-1 (Apéndice -6).

$$T_2' = T_1 - K (t_x - t_1) \quad (2.67)$$

$$T_2'' = T_1 - K (t_2 - t_x) \quad (2.68)$$

$$\left(\frac{K-1}{K+1} \right) \left[\frac{\ln \left| \frac{T_1 - t_x}{T_2'' - t_2} \right|}{\ln \left| \frac{T_1 - t_x}{T_2' - t_1} \right|} \right] = 1 \quad (2.69)$$

Donde:

$$K = \frac{2 W_c}{W_c}$$

$$\Delta t = \frac{t_2 - t_1}{\frac{t_x - t_1}{\Delta t_1} + \frac{t_2 - t_x}{\Delta t_D}} \quad (2.70)$$

Donde:

$$\Delta t_1 = \frac{(T_1 - t_x) - (T_2' - t_1)}{\ln \left| \frac{T_1 - t_x}{T_2' - t_1} \right|} \quad (2.71)$$

$$\Delta t_D = \frac{(T_1 - t_x) - (T_2'' - t_2)}{\ln \left| \frac{T_1 - t_x}{T_2'' - t_2} \right|} \quad (2.72)$$

El procedimiento de cálculo es el siguiente:

- 1) Asumir un valor de t_x (Fig. 2.28b)
- 2) Calcular T_2' y T_2'' con las Ecs. 2.67 y 2.68 respectivamente.
- 3) Verificar la Ec. 2.69.

- 4) Si la Ec. 2.69 se verifica, entonces el valor de t_x es el correcto. En caso contrario deberá asumirse otro valor de t_x .
- 5) Calcular el valor de Δt de la Ec. 2.70 con ayuda de las Ecs. 2.71 y 2.72.

2.3.5 RECUPERACION DE CALOR

Existen dos casos que deben considerarse para poner en funcionamiento un intercambiador de calor, ya sea que éste provenga de un diseño o que éste ya se encuentre construido.

Intercambiador producto del diseño

El objeto primordial del diseño de un intercambiador de calor es calcular la superficie o área de transferencia de calor "necesario" para cumplir con los requerimientos de un determinado proceso o servicio. El área calculada mediante los principios de transferencia de calor, con la cual obtenemos las temperaturas T_2 y t_2 previstas a la salida de los fluidos caliente y frío respectivamente, se le conoce como área de diseño (ó área limpia). Si bien el área de diseño nos proporciona un diseño "exacto", no es recomendable dimensionar un intercambiador con esta área puesto que después de haberse puesto en funcionamiento se empiezan a depositar partículas extrañas en el interior y/o exterior de los tubos que conllevan a una resistencia adicional al flujo de calor. Conforme pasa el tiempo la obstrucción aumenta y el flujo de calor

disminuye lo cual hace que las temperaturas previstas varíen, T_2 aumenta y t_2 disminuye. Para compensar este efecto el área de diseño es incrementada en un porcentaje (área requerida) que depende de la velocidad de obstrucción (factor de obstrucción) y del tiempo de servicio en el cual operará ininterrumpidamente hasta el mantenimiento programado (comúnmente cada año o año y medio). El área requerida o área sucia incrementará el flujo de calor y consecuentemente se obtendrán nuevas temperaturas en la salida de las corrientes, $T_2' < T_2$ y $t_2' > t_2$. El objeto de dimensionar un intercambiador con el área requerida en vez del área de diseño es que al final del periodo de funcionamiento se obtengan las temperaturas previstas T_2 y t_2 (T_2' aumentará hasta el valor de T_2 y t_2' disminuirá hasta el valor de t_2 , como consecuencia de la disminución del flujo de calor). A continuación se muestran los valores que corresponden al área en cuestión, de diseño o requerida.

En general tenemos: $Q = A U \Delta t$

$$\begin{array}{l}
 \text{Area limpia} \\
 A_c
 \end{array}
 \left\{
 \begin{array}{l}
 \text{Fluido caliente : } T_1, T_2 \\
 \text{Fluido Frío : } t_1, t_2 \\
 U_c, \Delta t
 \end{array}
 \right.$$

$$\begin{array}{l}
 \text{Area sucia} \\
 A_d
 \end{array}
 \left\{
 \begin{array}{l}
 \text{Fluido caliente : } T_1, T_2' (T_2' < T_2) \\
 \text{Fluido frío : } t_1, t_2' (t_2' > t_2) \\
 U_d (U_d < U_c), \Delta t
 \end{array}
 \right.$$

$$y : A_d > A_c$$

Cuando el intercambiador está recién instalado y limpio (nuevo o después de mantenimiento) las temperaturas T_2' y t_2' no se conocen puesto que los cálculos de transferencia de calor estuvieron basados en las temperaturas T_2 y t_2 con lo que se obtuvo el coeficiente global de transferencia de calor limpio U_c y consecuentemente se obtuvo el área limpia o de diseño A_c . El coeficiente global de transferencia de calor sucio o de obstrucción U_b , no proviene directamente de un cálculo de transferencia de calor, puesto que es un decremento que se le hace al valor de U_c para tomar en cuenta el factor de obstrucción. Así pues las fórmulas que a continuación se proponen tratan de calcular estas temperaturas (T_2' y t_2') (Ref. 17).

1) INTERCAMBIADOR 1-1

Para flujo en contracorriente:

$$T_2' = \frac{(1-R)T_1 + (1 - e^{(U_c A_c / w_c)(R-1)}) R t_1}{1 - R e^{(U_c A_c / w_c)(R-1)}} \quad (2.73)$$

Si $R = 1$, aplicar la regla de L' HOPITAL.

Para flujo paralelo:

$$T_2' = \frac{(R + e^{(U_c A_c / w_c)(R+1)}) T_1 + (e^{(U_c A_c / w_c)(R+1)} - 1) R t_1}{(R + 1) e^{(U_c A_c / w_c)(R+1)}} \quad (2.74)$$

Si $R = 1$, aplicar la regla de L' HOPITAL.

Donde para ambos casos:

$$R = \frac{w c}{W C} = \frac{T_1 - T_2'}{t_2' - t_1}$$

Conocido T_2' , pueden obtenerse la temperatura t_2' y el flujo de calor Q' al inicio del funcionamiento con las siguientes expresiones:

$$Q' = W C (T_1 - T_2') = w c (t_2' - t_1) \quad (2.75)$$

$$Q' = U_c A_d \Delta t \quad (2.76)$$

2) INTERCAMBIADOR 1-n (n = 2k) y 2-n (n = 4k);
(k = 1, 2, 3, 4, ...)

$$T_2' = \frac{(1-R)T_1 + (1-e^{(F_r U_c A_d/wc)(R-1)}) R t_1}{1 - R e^{(F_r U_c A_d/wc)(R-1)}} \quad (2.77)$$

Si $R = 1$, aplicar la regla de L' HOPITAL.

En la Ec. 2.77 la forma de T_2' es explícita puesto que el factor de corrección F_r ($F_r 1-2$ ó $F_r 2-4$ según sea el caso) también es una función de T_2' , por lo tanto la solución debe hacerse por prueba y error.

INTERCAMBIADOR m-n (m >= 3 y n = 2 K m, K = 1, 2, 3, ...)

Las siguientes ecuaciones calculan los valores de T_2' y t_2' . Este método es una doble iteración referidas al primer intercambiador 1 - 2 K y al intercambiador en total m - 2 K m (Fig. 2.29).

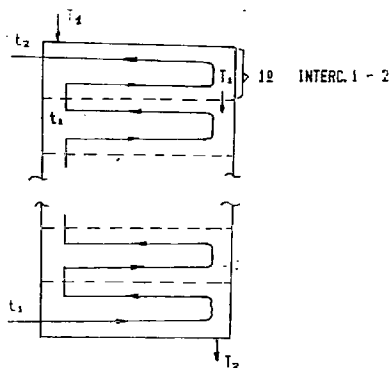


Fig. 2.29

$$S_x = \frac{1 - [(1 - S R) / (1 - S)]^m}{R - [(1 - S R) / (1 - S)]^m} \quad (2.78)$$

Donde:

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad R = \frac{w_c}{W_c} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

Para $R = 1$ (aplicando la regla de L' HOPITAL):

$$S_x = \frac{m S}{m S - S + 1} \quad (2.79)$$

$$t_1 = S_x (T_1 - t_1) + t_1 - S (T_1 - t_1) \quad (2.80)$$

El procedimiento de cálculo es el siguiente:

- 1) Asumir t_1
- 2) Con W , C , T_1 , w , c , t_1 (el asumido), U_c y A_D/m ; calcular t_2 , T_2 , S , Fr para el 12 intercambiador 1-2 (Fig. 2.29).

- 3) Calcular S_x con la Ec. 2.78 o Ec. 2.79, según el caso.
- 4) Sustituir S , S_x y t_i en la Ec. 2.80 y obtener un nuevo valor de t_i (calculado).
- 5) Comparar t_i calculado (paso 4) con el valor t_i asumido (paso 1). Si son diferentes asumir el valor de t_i calculado en el paso 4 y repetir los pasos 2, 3 y 4 hasta que t_i converja.

2.3.6 CAIDA DE PRESION

El cálculo de las pérdidas de carga que se producen en los intercambiadores de calor, tanto en la coraza como en los tubos trae consigo una serie de problemas que muchas veces conllevan a emplear fórmulas empíricas y conservadoras, siendo estos problemas más acentuados en líquidos que cambian de fase. Aquí trataremos de dar una idea clara de los aspectos más importantes que involucran estos cálculos, siendo para ello necesario referirnos a algunos puntos que creemos importantes para aclarar lo que vendrá después.

CAIDA DE PRESION EN CONDUCTOS

Para un flujo incomprensible, viscoso, permanente y totalmente desarrollado que fluye isotérmicamente dentro de conductos rectos, se obtiene mediante un análisis dimensional una expresión para la caída de presión la cual

suele representarse de distinto modo según como se tome el coeficiente de fricción f .

Algunos lo representan directamente como (no muy usual);

$$\Delta P = f' \frac{L}{d_i} \gamma \frac{V^2}{g} \quad (2.81)$$

Para formar el término conocido de la energía cinética, suele representarse como (MOODY):

$$\Delta P = f_M \frac{L}{d_i} \gamma \frac{V^2}{2g} \quad (2.82)$$

otros lo representan como (FANNING):

$$\Delta P = 2 f_F \frac{L}{d_i} \gamma \frac{V^2}{g} \quad (2.83)$$

De aquí podemos obtener la relación existente entre los coeficientes de fricción mencionados:

$$f' = \frac{f_M}{2} = 2 f_F$$

Al utilizarse los gráficos que aparecen en diversos manuales o textos para calcular valores de "f", debe tenerse muy presente la ecuación que lo define, pues como ya hemos visto no es universal.

La exactitud con que pueden determinarse por cálculo los valores de pérdidas de carga es bastante relativa; incrustaciones, corrosión, incertidumbre en la calificación de rugosidades, etc., son factores que influyen muy considerablemente en los valores de ΔP .

FORMULAS EMPIRICAS PARA LOS COEFICIENTES DE ROZAMIENTO
 (Ref. 24. 26)

A) TUBERIAS LISAS ($\epsilon/D \approx 0$)

Rango de uso : $\left[\begin{array}{l} - 5,000 < R e < 200,000 \\ - Flujo isotérmico \end{array} \right.$

$$f_f = 0.046 \left(\frac{1}{R e} \right)^{0.2} \quad (2.84)$$

B) TUBERIAS RUGOSAS ($\epsilon/D > 0$)

Rango de uso : $\left\{ \begin{array}{l} - 5,000 < R e < 200,000 \\ - Flujo isotérmico \\ - Tuberías de hierro y acero comercial \end{array} \right.$

$$f_f = 0.055 \left(\frac{1}{R e} \right)^{0.2} \quad (2.85)$$

En general, el factor de fricción "f" de toda tubería rugosa es una función del número de Reynolds y de la rugosidad de la pared. Sin embargo cuando la expresión del factor de fricción "f" se restringue para algunos tubos, puede hacerse que ésta sea sólo una función del número de Reynolds e independiente de la rugosidad de la pared. Así cuando se trabaja con tuberías de hierro y acero comercial (rugosos) la Ec. 2.85 sirve para calcular el factor de fricción "f".

FLUJO NO ISOTERMICO

La viscosidad como hemos visto, es la única propiedad del fluido que afecta el factor de fricción cuando se trata de

flujos no isotérmicos. En consecuencia para líquidos que son calentados el factor de fricción disminuye con respecto al que se obtendría para flujo isotérmico, debido a que la viscosidad para líquidos disminuye con aumento de la temperatura; del mismo modo este factor aumenta si el líquido es enfriado. Para gases el fenómeno es inverso, pues su viscosidad aumenta con el aumento de la temperatura y disminuye con disminución de la temperatura, respecto al flujo isotérmico.

Para estos casos se sugiere que el factor de fricción sea corregido empíricamente mediante el cómputo de la viscosidad a una temperatura dada, o mediante un factor adecuado. Para régimen turbulento se aconseja que la viscosidad se calcule a la media aritmética de la temperatura de la masa principal del fluido t_b , y de la temperatura de la pared t_w (temperatura de película); pero si se trata de líquidos para los que la viscosidad μ , varía mucho con esta temperatura (como sucede con los derivados del petróleo), se recomienda utilizar directamente las fórmulas para flujo isotérmico pero afectada con un factor empírico como se muestra a continuación:

$$f = f_{\text{isot}} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0.14} \quad (2.86)$$

Donde μ_w y μ_b se calculan a t_w y t_b respectivamente.

PERDIDAS LOCALES

Las perturbaciones provocadas en una vena fluida por la presencia de accesorios, cambios de dirección o de sección, ocasionan en ella pérdidas de energía; en la mayor parte de los casos, la capa límite se separa de la pared, originándose torbellinos.

Estas pérdidas de carga suelen calcularse mediante la expresión general:

$$\Delta P = K \gamma \frac{V^2}{2g} = K \frac{1}{2} \frac{G^2}{\rho} \quad (2.87)$$

Donde K (factor adimensional) casi siempre se calcula en forma experimental.

1) PERDIDAS DE CARGA EN EL INTERIOR DE LOS TUBOS

Para su cálculo se deben tener en cuenta las provocadas por las siguientes causas (Ref. 27, 28).

1.1) Expansión brusca al entrar el fluido en el cabezal

$$\Delta P_1 = K_1 \frac{1}{2} \frac{G_{ec}^2}{\rho} \quad (2.88)$$

Donde:

$$K_1 = \left(1 - \frac{A_{x'}}{A_1} \right)^2 \quad \left[\begin{array}{l} A_{x'} = \text{área menor (de entrada)} \\ A_1 = \text{área mayor (de salida)} \end{array} \right.$$

$$G_{ec} = \frac{w}{A_{x'}} \quad \left[w = \text{flujo másico que entra al intercambiador} \right.$$

1.2) Contracción brusca al entrar a los tubos.

$$\Delta P_2 = K_2 \frac{1}{2} \frac{Gr^2}{\rho} n \quad (2.89)$$

Donde:

K_2 = Se encuentra en gráficos para una razón de áreas (A_2'/A_1')

$Gr = \frac{W}{Ar'}$ [Ar' = área de paso total que ofrecen los tubos]

n = número de pasos en los tubos

1.3) Circulación por el interior de los tubos.

hemos visto que (usando MOODY):

$$\Delta P_3 = f_M \frac{L}{d_i} \frac{\rho}{2g} \frac{V^2}{2g} n = f_M \frac{L}{d_i} \frac{Gr^2}{2\rho} n \quad (2.90)$$

1.4) Expansión brusca a la salida de los tubos:

$$\Delta P_4 = K_4 \frac{1}{2} \frac{Gr^2}{\rho} n \quad (2.91)$$

Donde:

$$K_4 = \left(1 - \frac{Ar'}{A_2'}\right)^2 \quad Gr = \frac{w}{Ar'}$$

1.5) Contracción brusca a la salida del cabezal

$$\Delta P_5 = K_5 \frac{1}{2} \frac{G_{sc}^2}{\rho} \quad (2.92)$$

Donde:

K_5 = Se encuentra en gráficos para una razón de áreas (A_x'/A_1')

1.6) Inversión del flujo a 180°

$$\Delta P_s = K_s \frac{1}{2} \frac{Gr^2}{\rho} n \quad (2.93)$$

Donde:

$$\begin{cases} K_s = 0 & , & n = 1 \\ K_s > 0 & , & n(\text{par}) \geq 2 \end{cases}$$

n = número de pasos en los tubos

n' = número de inversiones a 180° = $n_1 + n_2$

n_1 = inversión de un paso a otro (180°) = $n - 1$

n_2 = media inversión a la entrada (90°) y media inversión a la salida (90°), dan como resultado una inversión completa (180°)

$$= 1$$

$$n' = n_1 + n_2 = (n - 1) + 1 = n$$

Antes de calcular la pérdida total de la caída de presión, es necesario encontrar una relación entre los valores de G_{ec} y G_{sc} . Por lo general la sección de entrada y salida del flujo en el cabezal son los mismos, en consecuencia tendremos:

$$G_x = G_{ec} = G_{sc} = \frac{W}{A_x}$$

Sabemos que: $Gr = \frac{w}{Ar}$

de donde obtenemos:

$$\frac{G_x}{Gr} = \frac{w/A_x'}{W/Ar'} = \frac{Ar'}{A_x'}$$

La pérdida total en el interior de los tubos será:

$$\begin{aligned} \Delta P_T &= \sum_{i=1}^{i=n} P_i = K_1 \frac{1}{2} \frac{G_T^2}{\rho} + K_2 \frac{1}{2} \frac{G_T^2}{\rho} n + f_M \frac{L}{d_i} \frac{G_T^2}{2 \rho} + K_4 \frac{1}{2} \frac{G_T^2}{\rho} n + K_5 \frac{1}{2} \frac{G_T^2}{\rho} + K_6 \frac{1}{2} \frac{G_T^2}{\rho} n \\ &= f_M \frac{L}{d_i} \frac{G_T^2}{2 \rho} + (K_1 + K_5) \frac{1}{2} \frac{G_T^2}{\rho} + (K_2 + K_4 + K_6) \frac{1}{2} \frac{G_T^2}{\rho} n \\ &= f_M \frac{L}{d_i} \frac{G_T^2}{2 \rho} + (K_1 + K_5) \frac{1}{2} \frac{G_T^2}{\rho} \left(\frac{A_T}{A_x} \right)^2 + (K_2 + K_4 + K_6) \frac{1}{2} \frac{G_T^2}{\rho} n \\ &= f_M \frac{L}{d_i} \frac{G_T^2}{2 \rho} n + K_T \frac{1}{2} \frac{G_T^2}{\rho} n \end{aligned}$$

factorizando obtenemos finalmente:

$$\Delta P_T = \beta f_M \left(\frac{L}{d_i} \right) \frac{G^2}{2 \rho} n \quad (2.94)$$

Donde:

$$\beta = 1 + \frac{K_T}{f_M L/d_i} \quad (2.95)$$

$$K_T = \frac{(K_1 + K_5)}{n} \left(\frac{A_T}{A_x} \right)^2 + K_2 + K_4 + K_6 \quad (2.96)$$

El factor de fricción f_M (Factor de MOODY) dado en la Ec. 2.94 deberá ser cambiado a su equivalente f_F (Factor de FANNING) para poder usar las Ecs. 2.84 y 2.85, siendo esta relación $f_M = 4 f_F$. Así mismo, debemos corregir la expresión para un flujo no isotérmico con el factor dado por $\Phi = (\mu_b/\mu_w)^{0.14}$. Finalmente la caída de presión total sobre el lado de los tubos expresada en lb/pul² está dada por:

$$\Delta P = \beta \left(\frac{4 f_F}{\Phi} \right) \frac{L}{d_i} \frac{G^2 n}{2 (6 \cdot 10^{10}) \rho} \quad (2.97)$$

Donde:

$$\beta = 1 + \frac{K_T}{(4 f_M/\Phi) L/d_i} \quad (2.98)$$

$$\begin{aligned} \Delta P &= \text{lb/pulg}^2 & G &= \text{lb/hr-pie}^2 \\ L, d &= \text{pies} & \rho &= \text{lb/pie}^3 \end{aligned}$$

El único inconveniente en aplicar la Ec. 2.97 para calcular la caída de presión, está dado por el valor de K_T el cual es desconocido. Según la Ec. 2.96 el valor de K_T depende de varias constantes los cuales, en su mayoría, sólo pueden conocerse en forma experimental. Conocida la geometría del intercambiador, los valores de K_1 , K_2 , K_4 , y K_5 pueden obtenerse con buena aproximación de gráficos y/o fórmulas; el valor de K_6 por lo general se toma conservadoramente. Así puede verse que el valor de K_T puede obtenerse bajo estas condiciones.

El procedimiento regido para obtener la Ec. 2.97, nos da una idea clara de todos aquellos factores que afectan la caída total de presión sobre el lado de los tubos. Sin embargo a menos de que el valor de K_T pueda obtenerse con suma seguridad, es más conveniente emplear expresiones semiempíricas como se hará aquí.

FLUIDO SIN CAMBIO DE FASE (Ref. 24)

$$\Delta P = \beta \left| \frac{f_M}{\Phi} \right| \left| \frac{L}{d_i} \right| \frac{G^2 n}{2 (6 \cdot 10^{10}) \rho} \quad (2.99)$$

Donde:

$$\beta = 1 + \frac{K_T}{(f_M/\Phi) L/d_i} \quad (2.100)$$

$$K_T = 4 \quad f_M = 0.381 (1/Re)^{0.248} \quad \left\{ \begin{array}{l} 7,000 < Re < 10^6 \end{array} \right.$$

La expresión de f_M es un ajuste por mínimos cuadrados de la curva dada en la Fig. 26 de la referencia indicada.

CONDENSACION (Ref. 24, 5)

Se recomienda tomar la mitad de la caída de presión para fluido sin cambio de fase, calculado enteramente a las condiciones de entrada.

EBULLICION (Ref. 24)

Se recomienda usar la expresión para flujo sin cambio de fase con un número de Reynolds basado en las propiedades de entrada y una densidad promedio entre la entrada y la salida. El fluido en los tubos debe desplazarse ascendentemente.

2) PERDIDAS DE CARGA EN LA CORAZA

En este caso se distinguen dos tipos, según el flujo sea paralelo o normal al eje de los tubos.

A) FLUJO PARALELO AL EJE DE LOS TUBOS (REF. 24, 26)

Cuando se desea, en un intercambiador 1-n, que el fluido pase a través de la coraza con una caída de presión extremadamente pequeña, es posible apartarse del uso de los deflectores segmentados y usar solamente placas de soporte. Estas placas o deflectores pueden ser los

multiventanal (Fig. 2.11) o medios círculos, es decir, placas a las que se les corta el 50 % del área. Estos deflectores proveen rigidez y previenen que los tubos se flexionen. Sucesivas placas de soporte se superponen en el diámetro de la coraza, de manera que todo el haz pueda soportarse por dos o más de estas placas, según sea el diseño y abertura de estas. Estas pueden espaciarse a mayor distancia que el diámetro de la coraza, pero cuando se emplean se considera que el fluido de la coraza fluye a lo largo de los ejes, aún para el caso de los deflectores segmentados en 50 %. Debemos recordar que el máximo corte que se le debe aplicar a un deflector segmentado es el 50 %, puesto que si este es mayor, los tubos del centro no podrán ser soportados por más placas de este tipo que se coloquen. Cuando se desee un corte mayor será necesario emplear deflectores del tipo multiventanal en vez de los segmentados.

Para estos casos el flujo es análogo al del ánulo en un intercambiador de doble tubo y puede ser tratado de una manera similar, usando un diámetro equivalente basado en la distribución del área de flujo y el perímetro húmedo total de la coraza. El cálculo de la caída de presión en el lado de la coraza será similar al del ánulo. El diámetro equivalente para ambos tipos de deflectores será:

$$De = 4 \frac{\text{Área de flujo}}{\text{Perímetro mojado}} = \frac{4 (A_{\text{CORAZA}} - A_{\text{TOTAL TUBOS}})}{NT (\pi d_o) + \pi D_c}$$

$$De = \frac{4 (\pi/4 D_c^2 - \pi/4 NT d_o^2)}{NT (\pi d_o) + \pi D_c} \quad (2.101)$$

Para este tipo de flujo se consideran las siguientes pérdidas (Ref. 28).

1) Expansión brusca al entrar el fluido a la coraza

$$\Delta P_1 = K_1 \frac{1}{2} \frac{G_{ec}^2}{\rho} \quad (2.102)$$

donde:

$$G_{ec} = \frac{W}{A_{ec}}, \quad [A_{ec}' = \text{área de la tobera de ingreso}]$$

2) Contracción brusca al salir el fluido de la coraza.

$$\Delta P_2 = K_2 \frac{1}{2} \frac{G_{sc}^2}{\rho} \quad (2.103)$$

donde:

$$G_{sc} = \frac{W}{A_{sc}}, \quad [A_{sc}' = \text{área de la tobera de salida}]$$

3) Friccional entre la coraza y los tubos

$$\Delta P_3 = f_M \frac{L}{D_e} \frac{G_c^2}{2\rho} = (4 f_F) \frac{L}{D_e} \frac{G_c^2}{2\rho} \quad (2.104)$$

donde:

$$f_F \longrightarrow \text{Ec. (2.84)}$$

$$Re = \frac{D_e G_c}{\mu} \quad [D_e \longrightarrow \text{Ec. (2.101)}$$

$$G_c = W/a_c \quad [a_c = \pi/4 D_c^2 - \pi/4 N_T d_o^2]$$

4) Por cambio de dirección

$$\Delta P_4 = K_4 \frac{1}{2} \frac{G_c^2}{\rho} \quad (2.105)$$

5) Por paso a través del espacio libre del deflector
(Ref. 28)

$$\Delta P_s = K_s' \frac{1}{2} \frac{G_D^2}{\rho} \quad (2.106)$$

donde:

$$K_s' = 2 N_D \quad (N_D = \text{número de deflectores})$$

$$G_D = \frac{W}{A_D'} \quad \left[\begin{array}{l} A_D' = \text{área libre de flujo entre el deflector} \\ \text{y tubos} \end{array} \right.$$

sabemos que:

$$G_C = \frac{W}{A_C'} \quad \left[\begin{array}{l} A_C' = \text{área libre de flujo entre la coraza y} \\ \text{y tubos} \end{array} \right.$$

de donde al relacionar tenemos:

$$G_D = G_C \left(\frac{1}{B_o} \right) \quad \left[\begin{array}{l} B_o = \frac{A_D'}{A_C'} \end{array} \right.$$

asi en la Ec. (2.106):

$$\Delta P_s = K_s' \frac{1}{2} \frac{G_C^2}{\rho} \left(\frac{1}{B_o} \right)^2$$

finalmente

$$\Delta P_s = K_s \frac{1}{2} \frac{G_C^2}{\rho} \quad (2.107)$$

donde:

$$K_s = 2 N_D / B_o^2$$

La relación de áreas B_o , puede tener dos valores característicos:

$$B_o = 0.50 \quad (\text{Ref. 24})$$

$$B_o = 0.65 \quad (\text{Ref. 5})$$

CAIDA TOTAL DE PRESION

Por lo general para flujos sin cambio de fase se tiene:

$$A_{ec}' = A_{sc}' = A_x' \quad \longrightarrow \quad G_x = G_{ec} = G_{sc}$$

$$\left. \begin{aligned} G_c &= W/A_c' \\ G_x &= W/A_x' \end{aligned} \right\} G_x = G_c (A_c' / A_x')$$

Luego la resultante de estas pérdidas serán:

$$\Delta P_T = (K_1 + K_2) \frac{1}{2} \frac{G_c^2}{\rho} \left(\frac{A_c'}{A_x'} \right)^2 + (4 f_F) \frac{L}{D_e} \frac{G_c^2}{2 \rho} + K_3 \frac{1}{2} \frac{G_c^2}{\rho} + K_4 \frac{1}{2} \frac{G_c^2}{\rho}$$

finalmente:

$$\Delta P_T = \left(\frac{4 f_F}{\Phi} \right) \frac{L}{D_e} \frac{G_c^2}{2 \rho} \beta \quad (2.108)$$

donde:

$$\beta = 1 + \frac{KT}{4 \frac{f_F}{\Phi} \left(\frac{L}{D_e} \right)} \left[\begin{aligned} \Phi &= \text{factor para flujo no isotermico} \\ &= \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \end{aligned} \right]$$

$$KT = (K_1 + K_2) \left(\frac{A_c'}{A_x'} \right)^2 + K_4 + 2 \frac{Nd}{Bo^2}$$

Para más de un paso sobre el lado de la coraza puede hacerse un análisis similar.

Una expresión empírica recomendada (Ref. 5) puede usarse para estos casos.

$$\Delta P = \left(\frac{1}{4.796 \cdot 10^{11}} \right) \frac{\nu^{0.2}}{\rho} \left(\frac{W}{N_{TR}} \right) \left[\frac{N_{TR}^{0.366} L_o}{5.148 n^{1.434} d_o^{4.8}} + \frac{N_{TR}^{0.0414} \nu^{0.2} L_o}{15.59 n^{1.76} d_o^3 \nu^{0.2} Bo^2} \right] \quad (2.109)$$

donde:

$$Nd = \text{número de deflectores} = 0.48 \left(\frac{L_o}{d_o} \right)$$

B) FLUJO NORMAL AL EJE DE LOS TUBOS

Las pérdidas de carga que deben considerarse son:

1) Pérdida a través del haz de tubos (Ref. 26 y 28)

La caída de presión que se genera al paso del flujo en dirección normal a un haz de tubos es debido principalmente a las consecutivas contracciones y ensanchamientos.

Esta pérdida puede calcularse con:

$$\Delta P_1 = K_1 \frac{1}{2} \frac{G_{\max}^2}{\rho} \quad (2.110)$$

donde:

$$K_1 = 4 f'' N_t N_{D+1} \quad (2.111)$$

para tubos alineados

$$f'' = a_{FA} (1/Re)^{0.15} \quad (2.112)$$

donde:

$$a_{FA} = 0.044 + \frac{0.08 X_L}{(S_r' - 1)^{n'}}$$

$$n' = 0.43 + \frac{1.13}{S_L'}$$

S_L' = paso en la dirección del flujo

S_r' = paso transversal al flujo

$$Re_{\max} = \frac{d_o G_{\max}}{\mu_f}$$

G_{\max} = velocidad máxima a través del área mínima libre entre tubos

por lo general : $S_L' = S_T'$

rango : $S' \rightarrow (1.5 - 4)$

Para tubos en tresbolillo

$$f'' = \text{arB} (1/\text{Re})^{0.15} \quad (2.113)$$

donde:

$$\text{arB} = 0.25 + \frac{0.1175}{(S_T' - 1)^{1.08}}$$

$$\text{Re}_{\max} = \frac{d_o G_{\max}}{\mu f} \quad ; \quad S_T' \rightarrow (1.5 - 4)$$

N_{D+1} = número de cruces = L/B

B = espaciado del deflector

$G_o = G_{\max} = W/A_{\min}'$

Donde A_{\min}' es el área mínima de flujo en el diámetro interno de la coraza (D_c) entre dos deflectores y está dada aproximadamente por:

$$A_{\min}' = \frac{D_c}{S'} (S' - d_o) B$$

N_f = número de filas del haz entre deflectores en la dirección del flujo

El valor de N_f puede calcularse aproximadamente por:

$$N_f = \left(1 - \frac{2-H}{D_c} \right) \frac{D_c}{S'}$$

Para todos los casos Re_{\max} debe estar comprendido entre 2,000 y 40,000.

2) Expansión brusca al entrar el fluido a la coraza

$$\Delta P_2 = K_2 \frac{1}{2} \frac{G_{ec}^2}{\rho} \quad (2.114)$$

$$G_{ec} = \frac{W}{A_{ec}}, \quad [A_{ec}' = \text{área de la tobera de ingreso}$$

3) Contracción brusca al salir el fluido de la coraza

$$\Delta P_3 = K_3 \frac{1}{2} \frac{G_{sc}^2}{\rho} \quad (2.115)$$

$$G_{sc} = \frac{W}{A_{sc}}, \quad [A_{sc}' = \text{área de la tobera de salida}$$

4) Paso del fluido por el espacio libre de flujo entre el deflector

$$\Delta P_4 = K_4 \frac{1}{2} \frac{G_D^2}{\rho} \quad (2.116)$$

donde:

$$K_4 = 2 N_D \quad [N_D = \text{número de deflectores}$$

$$G_D = \frac{W}{A_D'} \quad [A_D' = \text{área libre de flujo en el deflector}$$

sabemos que:

$$G_c = G_{max} = \frac{W}{A_{min}'}$$

en consecuencia:

$$G_D = G_c \left(\frac{A_{min}'}{A_D'} \right)$$

$$y \quad \Delta P_4 = K_4 \frac{1}{2} \frac{G_c^2}{\rho} \left(\frac{A_{min}'}{A_D'} \right)^2$$

CAIDA TOTAL DE PRESION

Para flujo sin cambio de fase tenemos: $A_{sc} = A_{sc}$; la caída total de presión será:

$$\begin{aligned} \Delta P_T &= K_1 \frac{1}{2} \frac{G_c^2}{\rho} + (K_2 + K_3) \frac{1}{2} \frac{G_{ec}^2}{\rho} + K_4 \frac{1}{2} \frac{G_D^2}{\rho} \\ &= K_1 \frac{1}{2} \frac{G_c^2}{\rho} + (K_2 + K_3) \frac{1}{2} \frac{G_c^2}{\rho} \left(\frac{A_{min}'}{A_x'} \right)^2 + K_4 \frac{1}{2} \frac{G_c^2}{\rho} \left(\frac{A_{min}'}{A_D'} \right)^2 \\ P_T &= (4 f'' N_f N_{D+1}) \frac{1}{2} \frac{G_c^2}{\rho} \beta \quad (2.117) \end{aligned}$$

$$\beta = 1 + \frac{K_T}{4 f'' N_f N_{D+1}}$$

$$K_T = (K_2 + K_3) \left(\frac{A_{min}'}{A_x'} \right)^2 + K_4 \left(\frac{A_{min}'}{A_D'} \right)^2$$

donde:

$$A_{min}' = \frac{D_c}{S'} (S' - d_o) B$$

$$A_x = \pi/4 dx^2 \quad [dx = \text{diámetro de la tobera}]$$

$$\begin{aligned} A_D' &= \left(\begin{array}{l} \text{área segmental} \\ \text{sin tubos} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{l} \text{área de los tubos} \\ \text{en el área segm.} \end{array} \right) \\ &= (D_c^2 C') - \left(\begin{array}{l} \text{número de tubos} \\ \text{en el área segm.} \end{array} \right) \pi/4 d_o^2 \\ &= (D_c^2 C') - (\% \text{ área segm.}) N_T \pi/4 d_o^2 \\ &= (D_c^2 C') - \left(\frac{D_c^2 C'}{\frac{\pi}{4} D_c^2} \right) N_T \pi/4 d_o^2 \end{aligned}$$

finalmente:

$$A_D' = C' (D_c^2 - N_T d_o^2)$$

El valor de "C'" puede obtenerse de tablas o mediante la siguiente expresión:

$$C' = \frac{\sqrt{\arccos(1 - 2H/D_c)}}{720} + \frac{1}{4} \left(1 - 2\frac{H}{D_c}\right) \sqrt{1 - \left(1 - 2\frac{H}{D_c}\right)^2} \quad (2.118)$$

Por lo general se usan cortes del 20 y 25%, donde para los cuales:

$$\frac{H}{D_c} = 0.20 \quad C' = 0.1118$$

$$\frac{H}{D_c} = 0.25 \quad C' = 0.1535$$

El coeficiente f'' deberá corregirse para flujo no isotermico. Finalmente la caída de presión en lb/pulg.² estará dada por:

$$\Delta P = \left[\left(\frac{4 f''}{\Phi} \right) N_r N_{D+1} \right] \frac{1}{2} \frac{G_c^2 \beta}{\rho (6 \cdot 10^{10})} \quad (2.119)$$

donde:

$$\beta = 1 + \frac{K_T}{\left(\frac{4 f''}{\Phi} \right) N_r N_{D+1}}$$

En la deducción de la Ec. 2.119 no se tomó en cuenta los flujos que derivan (by-pass) entre los espacios dejados por tolerancia para su ensamble y mantenimiento, ya que su deducción es compleja. Para su corrección hay métodos empíricos los cuales recomiendan multiplicar el flujo másico (G) por un factor que toma en cuenta los flujos que derivan, no pasando por el haz de tubos, en dirección perpendicular, que es donde ocurre la mayor caída de presión (Ref. 22).

En el caso de colocar los dispositivos de sellado para evitar las derivaciones (by-pass), la caída de presión se incrementa y en consecuencia el factor anterior ya no se aplica y es recomendable en términos conservadores aplicar la expresión anterior (Ec. 2.119) o emplear expresiones empíricas recomendadas.

Una expresión semiempírica para el cálculo de la caída de presión sobre el lado de la coraza en el cual se emplean deflectores con espaciados aceptables entre deflectores y tubos y entre deflectores y coraza, está dada por (Ref.24):

$$\Delta P_c = \left(\frac{f}{\Phi} \right) \frac{L}{B} \frac{G_c^2 D_c}{2 (6 \cdot 10^{10}) D_e \rho} \quad (2.120)$$

Donde:

B = espaciado de los deflectores

Para arreglo en cuadro.

$$D_e = 4 \frac{(S'^2 - \pi/4 d_o^2)}{\pi d_o}$$

Para arreglo en triángulo equilátero.

$$D_e = 4 \frac{(S'^2 \sqrt{3}/4 - (\pi/4 d_o^2) \cdot 1/2)}{\pi d_o/2}$$

$$f = 1.757 (1/Re)^{0.18} \quad ; \quad 300 < Re < 10^6$$

El valor de f es un ajuste por mínimos cuadrados hecho a la curva de la Fig. 29 (Ref. 24) , y la cual se aplica para haces de tubos con deflectores segmentados 25%.

CONDENSACION (Ref. 24)

Se recomienda tomar la mitad de la caída de presión usada para el fluido sin cambio de fase (Ec. 2.120), pero calculada enteramente a las condiciones de entrada (vapor).

EVAPORACION

En este caso siendo el tipo de evaporador inundado, la caída de presión llega a ser despreciable.

2.4 CONDENSADOR Y EVAPORADOR PARA UN ENFRIADOR DE AGUA

2.4.1 CONDENSADOR

El condensador es un aparato de transferencia de calor donde se verifica la liquefacción de los vapores de refrigerante producidos por la ebullición del mismo en el evaporador y aspirados y comprimidos por el compresor.

Su misión en el ciclo de refrigeración es ceder al ambiente, aire o agua de condensación (foco caliente), todo el calor que contienen dichos vapores, que, como sabemos, es igual a la suma de los calores absorbidos en el evaporador del ambiente de la cámara fría (foco frío) y el correspondiente al equivalente de la energía absorbida en el proceso de compresión.

El vapor refrigerante que entra al condensador lo hace en un estado de sobrecalentamiento producto de la compresión. El vapor en estas condiciones transfiere calor sensible, a

presión constante, hasta alcanzar la temperatura de condensación correspondiente a la presión reinante en el condensador (debido a la gran diferencia de temperaturas entre el vapor sobrecalentado y el ambiente de condensación, la transmisión de calor en esta fase es muy rápida). A partir de aquí se transfiere el calor latente de condensación a temperatura y presión constantes (la transmisión de calor en esta fase es más lenta que la anterior).

El cálculo teórico del calor cedido en el condensador puede hacerse utilizando el diagrama Presión-entalpía, pero sin tomar en cuenta el calor adicional añadido por ineficiencias en el compresor. Un gráfico que nos da la relación del calor a eliminar en el condensador con el calor a disipar en el evaporador, es el que se muestra en la Fig. 2.28 (Ref. 22)

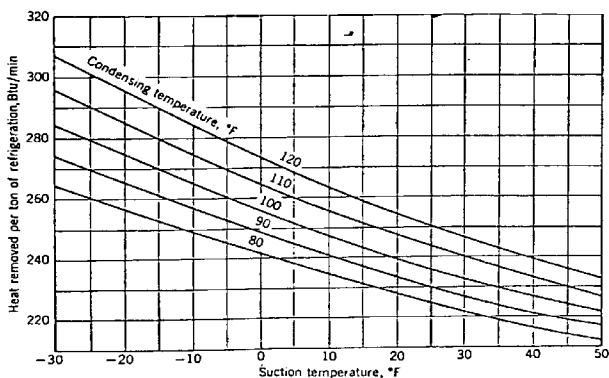


Fig. 2.28

1) CONDENSACION DE UN VAPOR PURO SOBRECALENTADO

El mecanismo de la condensación en película (el otro mecanismo de condensación, en gotas, no es de interés práctico) de un vapor sobrecalentado y el del vapor saturado, es distinto. Sin embargo se ha encontrado que en aquellos casos en donde la temperatura de superficie de los tubos es menor que la temperatura de condensación, el efecto de sobrecalentamiento sobre la densidad del flujo de calor es practicamente despreciable. Para estos casos se recomienda calcular la velocidad de la densidad del flujo de calor multiplicando el valor del coeficiente de transferencia de calor para la condensación por la diferencia entre la temperatura de saturación del vapor y la temperatura de la superficie del tubo (Ref. 3, 26, 30).

Cuando la temperatura de la pared del tubo sea superior a la de saturación del vapor en las proximidades de la entrada del vapor, e inferior en la región de salida, éste se enfriará sin condensación en la primera parte del aparato y se condensará en la última. Puesto que en estos casos la rapidez del flujo de calor es menor en la zona de enfriamiento, es conveniente dividir el condensador en dos zonas, una de enfriamiento o desobrecalentamiento y otra de condensación.

2) VELOCIDADES DEL AGUA DE CONDENSACION

Puesto que la velocidad del agua influye considerablemente sobre el valor del coeficiente de película, ésta deberá

mantenerse tan alta como sea posible, de tal modo que permita cumplir con los requerimientos de caída de presión permitidos. Velocidades máximas con agua limpia, de 3 a 4 m/s (600 a 800 pies/min) son comúnmente usados para minimizar los efectos de erosión. Sin embargo, resultados experimentales con velocidades de hasta aproximadamente 8 m/s (1600 pies/min) en tubos de cobre, no mostraron daños después de operaciones prolongados (Ref. 33).

3) RESISTENCIA DE LA PARED DEL TUBO

La mayoría de los condensadores de refrigeración, con la excepción del amoniaco, emplean tubos de cobre con paredes relativamente delgadas. Cuando estos son usados, la caída o gradiente de temperatura a través de la pared del tubo no es apreciable (Ref. 33).

4) INUNDACION DE LA CORAZA

Cuando un vapor está siendo licuado dentro de un condensador, el líquido condensado tenderá a inundar la coraza según sea la velocidad de condensación o transferencia de calor. Debido a ésto el líquido que se forma en la coraza tenderá a acumularse pudiendo bloquear parte de la superficie disponible para la transferencia de calor. El bloqueo de la superficie disminuirá la razón o velocidad de transferencia de calor, y por ende, la altura del líquido en el condensador se hará menor restaurando nuevamente parte o toda la superficie bloqueada formando así un proceso repetitivo el cual hará oscilar la presión

de condensación en un rango determinado el cual puede afectar el sistema en total. Por ello creemos conveniente anticipar resultados y preveer la altura del líquido que se formará.

Basados en la "densidad promedio" reinante en el condensador, se ha encontrado la siguiente expresión (Apéndice -7):

$$C = \frac{\pi}{4} \bar{Y} \left(\frac{v_L}{v_g - \bar{Y} v_{fg}} \right) \quad (2.121)$$

donde:

$$\bar{Y} = Y_i + \frac{2}{R_1} \left[(Y_s - Y_i) + \frac{R_1}{2} + 2 R_2 (e^{-R_1/2} - 1) \right] \quad (2.122)$$

siendo:

$$R_1 = \frac{t_2 - t_1}{\Delta t} \quad R_2 = \frac{T - t_1}{t_2 - t_1}$$

\bar{Y} = humedad promedio

Y_i, Y_s = humedad de ingreso y de salida

v_L, v_g = volumen específico de líquido saturado y de vapor saturado respectivamente ($v_{fg} = v_g - v_L$)

Si bien la Ec. 2.121 fue deducida para un intercambiador 1-2, ésta puede aplicarse, en general, en términos conservadores, a un intercambiador 1-n.

Calculado "C" con la Ec. 2.121, la relación de h/d (altura de llenado con respecto al diámetro de la coraza), puede calcularse por tanteo con la Ec. 2.123 (dada en párrafos anteriores), o mediante el uso de tablas.

$$C = \frac{\pi \arccos(1 - 2H/D_c)}{720} + \frac{1}{4} \left(1 - \frac{2H}{D_c}\right) \sqrt{1 - \left(1 - \frac{2H}{D_c}\right)^2} \quad (2.123)$$

5) PRESENCIA DE GASES NO CONDENSABLES

En la mayoría de los sistemas de refrigeración, después de un tiempo de funcionamiento, se llegan a acumular gases no condensables (por lo general aire) y otros condensables diferentes al refrigerante (comunmente vapor de agua y vapor de aceite).

Cuando gases no condensables están presentes en el sistema, éstos se agrupan en el condensador produciendo una presión de condensación superior a aquella correspondiente a la temperatura en la cual el refrigerante se está condensando. El exceso de presión es causada en parte por el efecto de la presión parcial de la mezcla gaseosa y en parte por el efecto de la acumulación de estos gases en la superficie de transferencia de calor formando una resistencia térmica lo cual conlleva a una disminución en la rapidez de la transferencia de calor y consecuentemente al aumento de la presión de condensación.

La presencia de gases no condensables en el condensador no sólo causa un aumento en la presión de condensación, sino también causa un aumento en la potencia del compresor, reduce la capacidad, y promueve la oxidación del aceite.

Los gases no condensables pueden extraerse del condensador mediante purga. La operación de purga consiste en extraer

una mezcla del vapor refrigerante y de los no condensables desde el condensador e introducirlos dentro de un recipiente en el cual se ha preparado una superficie fría con una temperatura menos que la de condensación. Así el vapor refrigerante se condensa y el gas remanente no condensable, podrá extraerse.

2.4.2 EVAPORADOR (ENFRIADOR)

Un evaporador es la parte de un sistema de refrigeración en el cual el refrigerante es vaporizado para producir refrigeración.

1) TIPOS DE EVAPORADOR

Básicamente puede decirse que existen dos tipos de evaporadores; inundado y seco.

EVAPORADOR INUNDADO

El evaporador inundado siempre está casi completamente lleno de líquido refrigerante, disponiéndose un espacio extra para la separación del vapor del líquido; el nivel se mantiene con una válvula flotador. El vapor acumulado por la ebullición se extrae de la parte superior por la acción del compresor.

La principal ventaja del evaporador inundado es que la superficie de transferencia de calor siempre está mojada por el líquido, condición que produce un alto coeficiente de transferencia de calor. La principal desventaja es que usualmente son voluminosos, ocupando mucho espacio y

requiriendo una carga grande de refrigerante. Estos enfriadores utilizan tubos rectos o tubos en U, por donde el agua fluye, siendo las velocidades más comunes entre 1 y 3 m/seg (180 y 600 pies/min).

EVAPORADOR DE EXPANSION DIRECTA

En un evaporador de expansión directa el refrigerante es expandido dentro de los tubos y vaporizado completamente antes de ser recirculado. El fluido que está siendo enfriado (agua) es circulado sobre el exterior de los tubos que se encuentran encerrados en la coraza. Comunmente un arreglo de deflectores se dispone dentro de la coraza para dirigir el fluido a través de los tubos proporcionando la velocidad deseada del fluido.

El dispositivo de alimentación del refrigerante es comúnmente una válvula de expansión termostática, controlada por la cantidad de sobrecalentamiento del refrigerante a la salida del evaporador. Conforme el refrigerante entra al evaporador, éste se evapora debido a la toma de calor a lo largo de la tubería y sale como vapor, por lo general, sobrecalentado por el otro extremo de la tubería. No existen lugares a lo largo del pasaje donde se pueda depositar el refrigerante, porque uno de los puntos más importantes en el diseño de un evaporador de este tipo, es que el aceite arrastrado por el refrigerante deba mantenerse en movimiento. Durante el funcionamiento normal, el compresor bombea algo de aceite con el vapor refrigerante. Cuando se usa un refrigerante

miscible con el aceite, éste se mezcla con el refrigerante condensado en el condensador y fluye con él a través de la válvula de expansión al evaporador. Aquí es liberado del refrigerante líquido que hierve y a menos que el vapor formado pueda mantener una velocidad bastante elevada para subir el aceite, éste quedará en el evaporador. Los evaporadores de evaporación seca deben diseñarse asegurándose que el aceite sea llevado con el vapor que regresa al compresor.

2) TANQUE RECIBIDOR

El tanque recibidor tiene por función almacenar el refrigerante, en estado líquido, proveniente del condensador, a fin de que exista un continuo suministro cuando se requiera. Este depósito se monta debajo del condensador permitiendo que el líquido que procede del condensador desague libremente en el depósito, con lo que se evita que el líquido rodee los tubos de enfriamiento del condensador, reduciendo la superficie de condensación. Para largos periodos de paradas, la carga completa de refrigerante puede almacenarse en el depósito.

CAPITULO 3

ANALISIS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

EN CONDENSACION Y EBULLICION

Los problemas de transferencia de calor con cambio de fase son considerablemente más complejos que los de convección sin cambio de fase, puesto que se generan diversos regímenes de flujo cuando un fluido pasa de una fase a otra. Los fenómenos y regímenes del flujo tanto en condensación y en ebullición serán tratados a continuación.

3.1 CONDENSACION

El proceso de condensación se lleva a cabo cuando la temperatura de una superficie se encuentra a una temperatura menor a la de saturación del vapor que la rodea. Según que el condensado moje o no la superficie, se presentan dos situaciones distintas. En el primer caso se forma una película continua, cuya forma y espesor dependen de la forma y disposición de la pared sobre la que condensa (horizontal, vertical o inclinada; plana o curva; lisa o rugosa; limpia, incrustada o sucia; etc.), y de algunas características de la operación en sí (velocidad de condensación, función, a su vez, de la diferencia de temperatura entre el vapor saturado y la pared; estado de movimiento del vapor; presencia de no condensables; etc.).

En caso de que el condensado no moje, se forman gotas, las que se desprenden de la superficie según su naturaleza y disposición, dejándola nuevamente en contacto con el vapor. Esto se ha estudiado sólo para el agua, y los coeficientes de convección obtenidos son de cuatro a ocho veces mayores que los correspondientes a condensación en película.

Puede observarse una tendencia a la condensación en gotas sobre superficies bien pulidas, y en película, sobre superficies más rugosas, como pueden ser las de materiales decapados, las atacadas químicamente o con incrustaciones. Una forma de hacer que un líquido no moje una superficie es, por ejemplo, recubriendo ésta con una capa de aceite, pero su efecto dura muy poco, ya que sólo podría tener importancia práctica el uso de agentes que sean adsorbidos por la pared, disminuyendo la tensión superficial en la interfase.

Con mucha frecuencia, una condensación en gotas pasa a la de película sin motivo aparente; esto haría que un equipo calculado con altos valores de coeficientes de transferencia de calor correspondientes al primer caso resultara totalmente insuficiente al producirse el segundo. Además, puede ser inconveniente la contaminación del condensado por el agente antihumectante.

CONDENSACION EN PELICULA

La película que se forma sobre la superficie fluye hacia abajo exclusivamente por acción de la gravedad incrementando su espesor a medida que una mayor cantidad de vapor se condensa en la interfase. A menos que la velocidad del vapor sea muy alta o la película del líquido muy gruesa, el movimiento del condensado es laminar y el calor se transfiere de la película intermedia vapor-líquido hacia la superficie, solamente por conducción. Por lo tanto, la rapidez del flujo de calor depende principalmente del grueso de la película de condensados, que a su vez, depende de la rapidez a que el vapor se este condensando y de la rapidez con que el condensado se aleje.

El fenómeno de condensación en forma de película es susceptible de análisis matemático, y la naturaleza de condensación en una superficie fría puede ser considerada como de autodifusión. La presión de saturación del vapor en el cuerpo del vapor es mayor que la presión de saturación del condensado frío en contacto con la pared fría. Esta diferencia de presiones provee el potencial necesario para mover al vapor del cuerpo de éste a mayor velocidad. Comparada con la pequeña resistencia a la transferencia de calor por difusión del vapor al condensado, la película del condensado, en la pared fría, constituye la resistencia controlante. Es la lentitud con la que el calor de condensación pasa a través de esta

película lo que determina el coeficiente de condensación. La expresión para una ecuación de los coeficientes de condensación se puede obtener del análisis dimensional donde el coeficiente promedio de transferencia de calor es una función de las propiedades de la película de condensado, conductividad térmica, densidad, viscosidad, calor latente y además de la diferencia de temperatura y de la longitud. NUSSELT derivó teóricamente las correlaciones del mecanismo de condensación en forma de película, y los resultados que obtuvo están en excelente concordancia con los experimentos.

Admitiendo ciertas hipótesis simplificadoras, más abajo indicadas, NUSSELT estableció una relación que permite calcular el coeficiente de transmisión de calor para una pared vertical en el caso de la condensación de película.

- 1.- Desplazamiento laminar pelicular.
- 2.- La influencia del desplazamiento del vapor sobre el del condensado es despreciable.
- 3.- Las fuerzas de inercia son despreciables; las fuerzas de la gravedad están en equilibrio con los efectos de rozamiento en la película.
- 4.- El condensado se adhiere a la pared fría.
- 5.- La variación de la temperatura en el espesor de la película es lineal.

6.- La temperatura de la pared fría en el sentido vertical es constante.

7.- La cantidad de calor cedida por el condensador que se enfría es despreciable.

Partiendo de estas hipótesis, y teniendo en cuenta la continuidad de los flujos de calor y de condensado y las leyes del movimiento en régimen laminar, NUSSELT estableció la relación:

$$h = 0.943 \left[\frac{K_L^3 \rho_L^2 g h_f g}{\mu_L L (T_v - T_s)} \right]^{1/4} \quad (3.1)$$

Donde:

h = Coeficiente medio de transmisión de calor.

K_L = Conductividad térmica del líquido condensado.

ρ_L = Densidad del líquido condensado.

g = Constante gravitacional.

$h_f g$ = Calor latente de condensación.

μ_L = Viscosidad dinámica del líquido condensado.

L = Altura de la pared.

T_v = Temperatura de saturación del vapor.

T_s = Temperatura de la pared.

Sobre una superficie vertical el grueso de la película se incrementa continuamente de la parte superior a la

inferior y a medida que la superficie se inclina desde la posición vertical, la rapidez del drenaje decrece y la película del líquido llega a ser más gruesa y por supuesto esto causa un decrecimiento en la rapidez de la transferencia de calor. En la Ec. 3.1 puede verse que un incremento en la diferencia de temperatura ($T_v - T_s$) produce una disminución en la conductancia de la superficie, debido a que la película se engruesa como resultado de la rapidez de condensación (ningún fenómeno comparable ocurre en la convección libre).

Además de los factores antes mencionados otros que, en mayor o menor grado, influyen en la transmisión de calor por condensación se mencionan a continuación.

a) Velocidad del vapor

Si se trata de tubos verticales y el vapor se desplaza de abajo hacia arriba, se produce una resistencia adicional al escurrimiento de la película líquida; su espesor aumenta y, por lo tanto, el coeficiente de condensación disminuye; por razones análogas, el coeficiente de condensación aumenta, y a veces muy considerablemente, si el vapor escurre de arriba hacia abajo. Si los tubos son horizontales, el movimiento del vapor produce ondas sobre la superficie interfacial líquido-vapor, por lo que el espesor de la película aumenta en las crestas y disminuye en los valles; hay en este caso un pequeño aumento del coeficiente de

condensación probablemente debido a la pequeña turbulencia que se observa en la película.

b) Sobrecalentamiento del vapor

El mecanismo de condensación en película de un vapor recalentado y el del vapor saturado, es distinto. Sin embargo, con temperaturas de la superficie y presiones del vapor de agua correspondientes, se ha encontrado que el vapor recalentado transfiere calor a una velocidad solamente un poco más alta que el vapor saturado. En general podemos decir que el recalentamiento de un vapor produce un pequeño aumento en los valores del coeficiente de condensación.

c) Variación de $(T_v - T_s)$ a lo largo de una pared vertical

Sólo para grandes diferencias de temperaturas entre la parte inferior y la superior se observa un incremento apreciable en el coeficiente de condensación.

d) Efecto de los gases no condensables

Su diferencia es, por supuesto, retardadora de la transmisión de calor, pudiendo llegar a ser muy grande; conviene siempre purgarlos de las cámaras de condensación.

e) Efecto de la turbulencia

Quando el vapor se condensa en película sobre un tubo vertical alto, se obtienen fácilmente velocidades de

condensación tales, que el número de Reynolds excede el valor crítico para el cual empieza el régimen turbulento. Esto no sucede con tubos horizontales en los que la altura de condensación es forzosamente pequeña y por el cual el régimen siempre es laminar.

3.2 **EBULLICION**

Es éste el caso en que la transmisión de calor es más eficaz, pero también el más difícil de estudiar o de reducir a fórmulas aplicables a casos generales.

El coeficiente de convección entre una superficie metálica y un líquido en ebullición depende de una cantidad de factores, solamente algunos de los cuales pueden ser determinados con relativa exactitud: naturaleza del líquido, diferencia de temperaturas entre su masa y la superficie calefactora, tensión de vapor, naturaleza y estado de la superficie sólida (lisa o rugosa; incrustada, sucia o pulida; vertical, horizontal o inclinada; etc.), presencia de sólidos o gases en el líquido, que moje o no, etc.

A pesar de que se ha experimentado mucho sobre este tema, la incertidumbre en la aplicación de las pocas expresiones de que se dispone para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor (h), así como la posible variación de ciertas condiciones iniciales con el tiempo (estado de la superficie calefactora, por ejemplo), hacen que sea necesario proceder con mucho tacto en su aplicación.

MECANISMO DE LA EBULLICION

Muchos investigadores se han ocupado de este problema, llegando en ocasiones a resultados más o menos coincidentes, y en otras, a valores muy dispares. Pero cualitativamente se han obtenido conclusiones que en muchos casos pueden considerarse definitivas; una de ellas es la que se refiere a las distintas etapas que se producen durante la ebullición y a su correspondiente mecanismo, como también a la dependencia fundamental de h de la diferencia de temperaturas Δt entre la superficie calefactora y la masa del líquido que recibe calor.

La Fig. 3.1, en la que aparece la función empírica $h=f(t)$, muestra dicha dependencia; un análisis de la misma lleva a la consideración de los mecanismos de transferencia de calor en las distintas etapas que en ella se observan.

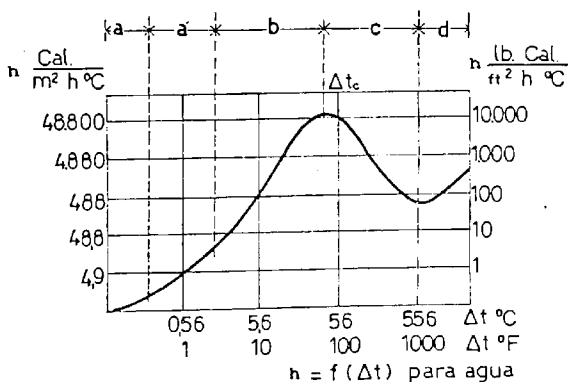


Fig. 3.1.- Curva típica de ebullición - caso del agua

- a) Período previo o de calentamiento del líquido. Este período corresponde, en realidad, a un caso de convección natural. Puede observarse el pequeño incremento de h para grandes aumentos de Δt .
- a) Período de evaporación interfásial. Es aquí donde comienza la formación de burbujas. Inicialmente, al desprenderse éstas de la interfase sólido-líquido y por tener una temperatura ligeramente superior a la de este último, le ceden calor y rompen antes de llegar a la superficie; se produce así, además de la convección natural ya mencionada, una pequeña agitación producida por la ascensión de las burbujas, la que aumenta con Δt , y los valores de h crecen algo más rápidamente que en el período anterior. Puede considerarse como fin de este período el momento en que las burbujas alcanzan a atravesar toda la masa líquida y llegan a la superficie.
- b) Ebullición nuclear. Este período se caracteriza por la firme formación de burbujas en determinados puntos de la superficie sólida, llamados núcleos o centros activos. Al desprenderse, llegan a la interfase líquido-vapor, donde rompen, dejando su superficie de contacto con el sólido libre para ser reemplazadas por el líquido, repitiéndose así el mecanismo descrito. Un centro activo está constituido por alguna discontinuidad sobre la superficie calefactora: una aspereza, una pequeña impureza, un

hueco conteniendo un gas adsorbido, etc.; su cantidad crece al aumentar Δt , con el consiguiente aumento del número de burbujas, de la agitación del líquido y, por lo tanto, del valor de h . En esta etapa de la ebullición tiene una importancia considerable la tensión superficial del líquido; su influencia en la formación y crecimiento de las burbujas, así como en la mayor o menor facilidad con que son reemplazadas por el líquido al desprenderse de la superficie calefactora, puede observarse en la Fig. 3.2, donde la forma de la izquierda corresponde a tensión superficial baja: el líquido tiende a mojar la superficie, la burbuja es ocluida y asciende por flotación; la del centro, a tensiones medias, cuando deben formarse burbujas más grandes para que la fuerza de flotación supere a la de adhesión; la de la derecha, que corresponde a líquidos de alta tensión superficial (mojan poco o no mojan) que conducen a burbujas muy extendidas y que tienden, cuando se juntan, a aislar con una capa de vapor a la superficie de calefacción de la masa del líquido.

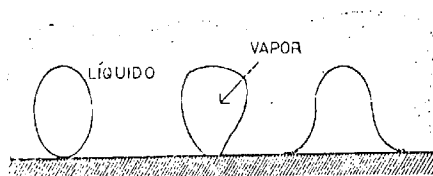


Fig. 3.2.- Efectos de la tensión superficial del líquido sobre la mojabilidad de la superficie

A medida que Δt aumenta, el sólido llega a cubrirse de núcleos activos y las burbujas llegan a tocarse, pero sin aislar aún la superficie sólida de la masa líquida. Este punto corresponde al pico de la curva, al máximo de h y al fin del período de ebullición nuclear. A la Δt correspondiente se la llama crítica.

- c) **Ebullición en transición.** Comienza a partir del valor crítico de Δt . En este período no existen, aparentemente, núcleos activos, ni hay contacto continuo líquido-sólido por la existencia de una película de vapor; ésta se presenta en un estado de movimiento violento, pues se producen en ella verdaderas explosiones: el líquido tiende a ocupar el lugar del vapor, desplazándose hacia la superficie caliente, pero, antes que la toque, una nueva explosión lo rechaza bruscamente. Este mecanismo se repite hasta que, aumentando Δt , la película se hace cada vez de mayor espesor y más estable, hasta que las explosiones cesan y comienza el período siguiente. Como es lógico, el valor de h disminuye al aumentar las resistencias térmicas, pues aumenta el espesor de la película y disminuye la agitación.
- d) **Ebullición pelicular.** Su comienzo coincide con la aparición de una capa estable de vapor, desapareciendo, en cambio, los núcleos y las explosiones. El líquido ha perdido todo contacto con

la superficie caliente, transmitiéndose el calor por conducción a través de la película y por radiación; el vapor se forma en la interfase película de vapor-líquido, por lo que desaparece prácticamente la influencia de la superficie calefactora en lo que se refiere a naturaleza y estado. El tamaño de las burbujas formadas es mucho mayor que en los períodos anteriores; en cuanto al coeficiente h , sigue disminuyendo, o bien se mantiene aproximadamente constante, y finalmente vuelve a aumentar, pero principalmente por efecto de la radiación y para valores tan altos de Δt que la operación del equipo bajo esas condiciones resultaría totalmente antieconómica.

FACTORES QUE INFLUYEN EN EL COEFICIENTE PELICULAR (h)

Muchos son los factores que afectan al valor de h en los casos de transferencia de calor a un líquido en ebullición, siendo en muchos casos muy difíciles de determinar por la casi imposibilidad de reproducir exactamente condiciones de trabajo dadas; los más importantes son los que se analizan a continuación:

1) Flujo de calor.

Es, por supuesto, un factor que influye mucho tanto en h como en Δt ; aumentos de q conducen, desde el origen de la curva de la figura hasta el valor crítico de Δt_c a aumentos simultáneos de h y Δt ; a

partir de $a\Delta t$ si bien el valor $a\Delta t$ sigue aumentando, h disminuye.

2) Superficie calefactora.

Su naturaleza y estado tienen una importancia considerable en los valores de h ; el uso de tubos o placas de cobre, por ejemplo, permite obtener coeficientes cuyos valores son superiores, en más de un 100%, a los que se obtendrían usando hierro o superficies cromadas. En cuanto al estado de la superficie, se observa que cuando ésta es nueva pueden obtenerse valores de h que se reducen hasta un tercio con el uso; esta reducción depende, por supuesto, de la formación de incrustaciones, de su cantidad y calidad, de ataques químicos, deposición de impurezas, etc.

3) Influencia de la presión.

La presión en el interior del evaporador determina la temperatura de ebullición y permite controlarla, pero los valores de h , $a\Delta t = cte$, disminuyen mucho con la presión. Para mantener, entonces, un rendimiento dado de equipo, al disminuirse la presión de trabajo debe aumentarse $a\Delta t$.

EBULLICION EN EL INTERIOR DE TUBOS

A pesar del gran número de investigaciones experimentales y analíticas que se han dirigido al área de la vaporización en convección forzada, aún no es posible predecir cuantitativamente todas las características de este proceso. Esto es debido al gran número de variables de las que depende el proceso y a la complejidad de los diferentes patrones de flujo que ocurren en dos fases, así como a la calidad de la mezcla vapor-líquido, definida como el porcentaje de la masa total que está en forma de vapor en un punto dado y que se incrementa durante la vaporización.

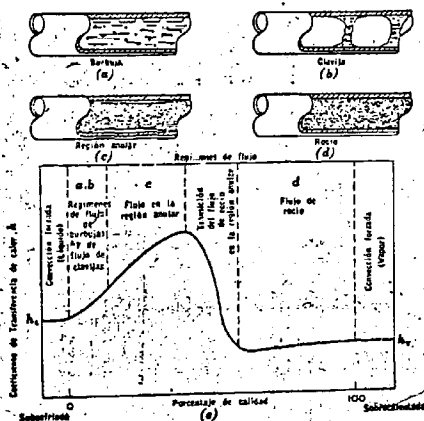


Fig. 3.3.- Características de la vaporización en la convección forzada

En la mayoría de las situaciones prácticas, un fluido a una temperatura inferior a su punto de ebullición y a la presión del sistema, entra a un conducto en que es calentado hasta que progresivamente ocurre la vaporización. En la Fig. 3.3 se muestra esquemáticamente lo que sucede dentro de un conducto en el que se vaporiza un fluido. La parte e de la figura es una gráfica cualitativa sobre la que se ha dibujado, como una función de la calidad local, el coeficiente de transferencia de calor en una posición específica. En vista del hecho de que continuamente se está agregando calor al fluido, la calidad se incrementará con la distancia desde la entrada. A medida que la temperatura de la masa principal del fluido se incrementa hacia su punto de saturación, lo que generalmente ocurre solamente a corta distancia de la entrada de un sistema diseñado para vaporizar el fluido, principiarán a formarse burbujas en los lugares donde se forman o reúnen los núcleos, las que serán llevadas hacia la corriente principal como en el caso de los núcleos de ebullición en un recipiente. Este régimen, conocido como el régimen del flujo de burbujas, se muestra esquemáticamente en la Fig. 3.3a. El flujo de burbujas ocurre solamente a muy baja calidad y consiste de burbujas individuales de vapor, que entran al flujo principal. En el dominio muy reducido de calidad, en el que existe el flujo de burbujas, el coeficiente de transferencia de calor puede predecirse sobreponiendo las ecuaciones de la convección forzada de líquidos y de los núcleos de

ebullición en un recipiente, mientras que la temperatura de la pared no sea tan grande como para producir una película de ebullición. A medida que se incrementa el volumen de vapor de la fracción, las burbujas individuales principian a aglomerarse y forman clavijas o pequeños cilindros de vapor, como se muestra en la Fig. 3.3b. Aunque en este régimen, conocido como régimen de flujo de clavijas, generalmente la fracción de masa de vapor es mucho menor del 1% mientras el 50% de la fracción del volumen puede ser vapor y la velocidad del fluido en el régimen de flujo de clavijas puede incrementarse apreciablemente. Los pequeños cilindros de vapor son volúmenes compresibles que también pueden producir oscilaciones del flujo dentro de conducto aún si el flujo está entrando en forma estable. Las burbujas pueden seguir formando núcleos en la pared y es probable que el mecanismo de transferencia de calor en los pequeños cilindros de flujo sea el mismo que en el régimen de burbujas: una superposición de convección forzada en un líquido y los núcleos de ebullición en un recipiente. Como puede verse en la Fig. 3.3c, debido al incremento de la velocidad del fluido de líquido, aumenta el coeficiente de transferencia de calor. Al mismo tiempo que ambos regímenes, de flujo de burbujas y de flujo de clavijas, son interesantes, debe notarse que para razones de densidadde importancia en evaporadores de convección forzada, la calidad de estos dos regímenes es demasiada baja para producir vaporización apreciable. Estos

regímenes llegan a ser importantes en la práctica, solamente si la diferencia de temperatura es tan grande, que cause una película de ebullición o si las oscilaciones del flujo, producidas en el régimen de flujo de clavijas causa inestabilidad en el sistema. A medida que el fluido fluye a mayor distancia a lo largo del tubo y se incrementa la calidad, aparece un tercer régimen de flujo, conocido comúnmente como régimen de flujo anular. En este régimen, la pared del tubo se cubre con una película muy delgada de líquido y el calor se transfiere a través de esta película. En el centro del tubo, el vapor está fluyendo a una velocidad mayor y aunque puede haber un número de burbujas activas en los lugares de formación de los núcleos en la pared, el vapor se genera principalmente por vaporización en la cara intermedia líquido-vapor dentro del tubo y no por la formación de burbujas dentro del líquido anular. Además del líquido anular en la pared, hay una cantidad significativa de líquido, dispersada como gotas en toda la parte central del vapor. El dominio de calidad para este tipo de flujo está afectado fuertemente por las propiedades del fluido y por la geometría, pero generalmente se piensa que la transición hacia el siguiente régimen de flujo, conocido como régimen de flujo de rocío, ocurre en calidades de alrededor de 25% o mayores.

La transición desde el flujo anular al flujo de rocío es de gran interés, puesto que éste es presumiblemente, el punto en que el coeficiente de transferencia de calor

experimenta un decrecimiento marcado, como se muestra en la Fig. 3.3c, por lo tanto, este punto de transición puede ser la causa de un excesivo calentamiento en la vaporización por convección forzada, a menos que se reduzca el flujo de calor apropiadamente antes de que se encuentre esta condición.

En la transición entre el flujo anular y el flujo de rocío, tiene lugar un cambio importante: En el primero, la pared está cubierta por un líquido de relativamente alta conductividad, mientras que en el último, la pared está cubierta por un vapor de baja conductividad. Se ha observado que el proceso de secado de la pared, ocurre de la siguiente manera: En la pared se forma repentinamente un pequeño punto seco y crece en todas las direcciones a medida que el líquido se vaporiza debido a la transferencia de calor por conducción a través del líquido. Las pequeñas franjas de líquido que permanecen sobre la pared, están casi estacionarias con respecto a la alta velocidad del vapor y de las gotas en la parte central del vapor. El mecanismo dominante de transferencia de calor es la conducción a través de la película de líquido y aunque la formación de núcleos puede producir el punto seco inicial sobre la pared, éste sólo tiene un pequeño efecto sobre la transferencia de calor. Parece ser que el proceso de secado en la transición hacia el flujo de rocío, es similar al que ocurre con una delgada película de líquido dentro de una cacerola caliente, cuya temperatura no es lo suficientemente elevada para producir

los núcleos de ebullición. La mayor parte de la transferencia de calor en el flujo de rocío es de la pared caliente hacia el vapor y después de que el calor ha sido transferido a la parte central del vapor, de ahí se transfiere a las gotas líquidas. Realmente, la vaporización en el flujo de rocío tiene lugar en el interior del conducto y no en la pared, por esta razón, la temperatura del vapor en el régimen de flujo de rocío puede ser mayor que la temperatura de saturación y puede no existir equilibrio térmico en el conducto. Mientras que la fracción del volumen de las gotas de líquido sea pequeña, se toma en cuenta como una fracción de masa sustancial, debido a la elevada razón de densidad de líquido a densidad de vapor.

CAPITULO 4

CALCULO Y DISEÑO DEL EVAPORADOR

Antes de proceder con el cálculo y diseño de los equipos de transferencia de calor (condensador y evaporador) para un enfriador de agua, deberán plantearse las características y requerimientos del sistema de enfriamiento necesarios para cumplir con este objetivo.

Requerimiento : se desea agua enfriada a 42 °F

Capacidad : 20 Ton de refrigeración.

Condiciones Ambientales (promedios) :

- Temp. Bulbo Seco : 82 °F

- Temp. Bulbo Húmedo : 73 °F

EVAPORADOR

$$\Delta t = T_{\text{agua salida}} - T_{\text{evap}} = 10 \text{ °F (recom.)}$$

$$T_{\text{evap}} = 42 - 10 = 32 \text{ °F}$$

Rango recomendado (Ref. 32): (4.5 - 15) °F

Tomaremos : Rango = 10 °F

Resumiendo:

$$\left[\begin{array}{l} T_{\text{evap}} = 32 \text{ °F} \\ T_{\text{agua entrada}} = 52 \text{ °F} \\ T_{\text{agua salida}} = 42 \text{ °F} \quad (\text{requerido}) \end{array} \right.$$

CONDENSADOR

$$\Delta t = T_{\text{cond}} - \text{Tagua entrada} = 20 \text{ } ^\circ\text{F} \quad (\text{Ref. 31})$$

$$T_{\text{cond}} = \text{Tagua entrada} + 20 \text{ } ^\circ\text{F}$$

En una torre de enfriamiento la aproximación recomendada es de 10 a 20 °F (Ref. 29). Tomando 12 °F para la aproximación, la temperatura del agua de entrada será:

$$\begin{aligned} \text{Tagua entrada} &= T_{\text{bulbo húmedo}} + \text{aprox.} \\ &= 73 + 12 = 85 \text{ } ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

En consecuencia la temperatura a la cual se condensará el refrigerante será:

$$T_{\text{cond}} = 85 + 20 = 105 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Resumiendo tendremos:

$$\left[\begin{array}{l} T_{\text{cond}} = 105 \text{ } ^\circ\text{F} \\ \text{Tagua entrada} = 85 \text{ } ^\circ\text{F} \\ \text{Tagua salida} = 95 \text{ } ^\circ\text{F} \quad (\text{Rango} = 10 \text{ } ^\circ\text{F}) \end{array} \right.$$

CALORES A REMOVEREBULLICION

$$\begin{aligned} Q = \text{Capacidad} &= 20 \text{ ton} \quad 12,000 \text{ BTU/hr/ton} \\ &= 240,000 \text{ BTU/hr} \end{aligned}$$

CONDENSACION

Para una temperatura de 32 °F en la succión y una temperatura de 105 °F para la condensación, el calor a

remover en el condensador por ton de refrigeración será de 235 BTU/min (Fig. 2.28).

Finalmente el calor total a remover en el condensador será:

$$Q = 235 \frac{\text{BTU}}{\text{min ton}} \times 60 \frac{\text{min}}{\text{hr}} \times 20 \text{ Ton}$$

$$Q = 282,000 \text{ BTU/hr}$$

ELIJOS MASICOS DE RECIRCULACION

REFRIGERANTE

$$Q_{\text{cap}} = W \Delta h = W (h_1 - h_2)$$

$$\text{De tablas (FREON-12)} \left\{ \begin{array}{l} h_1 = h_x = 132 \text{ } ^\circ\text{F} = 80.624 \text{ BTU/lb} \\ h_2 = h_x = 0105 \text{ } ^\circ\text{F} = 32.310 \text{ BTU/lb} \\ (x = \text{calidad}) \end{array} \right.$$

Finalmente tendremos:

$$W_{\text{REF}} = \frac{Q_{\text{CAP}}}{h_1 - h_2} = \frac{282,000 \text{ BTU/hr}}{(80.624 - 32.310) \text{ BTU/lb}}$$

$$W_{\text{REF}} = 4,967.5 \text{ lb/hr}$$

AGUA PARA EL EVAPORADOR (UTIL DE REFRIG.)

$$W_{\text{EVAP}} = \frac{Q_{\text{CAP}}}{C \Delta t} = \frac{282,000 \text{ BTU/hr}}{1 \text{ BTU/lb-}^\circ\text{F} \cdot 10 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$W_{\text{EVAP}} = 24,000 \text{ lb/hr}$$

AGUA PARA EL CONDENSADOR (DE CONDENSACION)

$$W_{\text{COND}} = \frac{Q_{\text{COND}}}{C \Delta t} = \frac{282,000 \text{ BTU/hr}}{1 \text{ BTU/lb-}^\circ\text{F} \cdot 10 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$W_{\text{COND}} = 28,200 \text{ lb/hr}$$

4.1 CALCULO TERMICO - HIDRAULICO

Este cálculo está basado en las apreciaciones y consideraciones dadas en los capítulos anteriores. Puesto que el programa adjunto (al final de este subcapítulo), realizado en BASIC, muestra las variables y secuencias de cálculo creemos conveniente hacer sólo algunas aclaraciones:

- 1) El cálculo de los coeficientes peliculares sobre el lado de la coraza (agua) y sobre el lado de los tubos (F-12) se efectuaron con las Ecs. 213 y 212 respectivamente.
- 2) Para el cálculo de la caída de presión para el lado de la coraza se usó la Ec. 2.120; para el cálculo de la caída de presión sobre el lado de los tubos se usó la Ec. 2.99 modificada para ebullición.

Sobre los datos y resultados obtenidos podemos resumir:

- Se usaron tubos de cobre de 3/4" ϕ_{ext} tipo K con un paso fijo de 1"
- Se tomó diferentes diámetros de coraza para los cuales el número de pases (NP), número de tubos (NT) y espaciamiento entre deflectores (BC) fueron variando.
- La caída de presión sobre el lado de los tubos se limitó entre 0 y 3 psi.

- La caída de presión sobre el lado de la coraza se limitó entre 0 y 10 psi.
- La longitud de los tubos se limitó a 6.55 pies (2 metros)

De esto último podemos decir que la elección óptima sería aquella que nos represente la mínima superficie de transferencia sin importarnos la longitud del intercambiador, pero muchas veces esto está condicionado por el mantenimiento y el espacio disponible para su ubicación.

- El coeficiente global de transferencia de calor se restringió para valores mayores o iguales a 80 BTU/hr-pie²-°F el cual es el mínimo valor aceptado para este tipo de intercambiadores (Ref. 32).

El cuadro N° 4.2 (al final de este subcapítulo) muestra las diferentes alternativas de solución para diferentes arreglos. De todas estas alternativas existe una que es la más óptima y la cual seleccionaremos del siguiente modo:

- El criterio de selección se hará en base a la cantidad de tubos necesarios para el Evaporador puesto que estos tienen una mayor incidencia sobre el costo total.
- Calcularemos la longitud máxima que deberá tener el tubo (L_{max}) para obtener un número entero de tubos de un tubo comercial de 20 pies. La longitud máxima, descrita arriba, incluye: la longitud del tubo

calculada para transferencia de calor (longitud entre placas) y la longitud requerida por el tubo para su expansión en las dos placas de tubos y la cual hemos supuesto de 1 pulg. por placa. Así tendremos:

$$(L_{\max} + 2 \ 1/12) K = 20$$

de donde:

$$L_{\max} = 20/K - 2 \ 1/12$$

Tomando valores para K de 1 a 10 tendremos:

L_{\max} . (Pies)	19.8	9.8	6.5	4.8	3.8	3.2	2.7	2.3	2.1	1.8
K	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

- De todas las alternativas propuestas, seleccionaremos un subgrupo de 10 de aquellas que son razonablemente las más óptimas y a las cuales aplicaremos estos criterios para seleccionar la mejor.
- El cuadro N^o 4.1 muestra los resultados finales y en ella se puede apreciar aquella que utiliza el mínimo número de tubos comerciales de 20 pies. (alternativa N^o 5). En esta tabla el valor de L_w se obtiene de la diferencia entre la longitud máxima del tubo (L_{\max}) y la longitud necesaria para la transferencia de calor y viene a representar la longitud del tubo que inevitablemente se perderá por cada unidad.

ARREGLO	DC	NP	NT	UD	AREA	LONG.	DL	NT(LONG DL+2/12 Pies	Numero de tubos de 20 pies
	Pulg.			BTU/Hr- Pie ² -f	Pie ²	Pies	Pies	Pies	
1 Cuadrado	17.25	8	142	116.90	142.29	5.10	1.40	946.7	47.3
2 Cuadrado	19.25	8	188	106.70	155.97	4.23	0.57	933.7	46.7
3 Cuadrado	19.25	6	192	113.30	146.88	3.90	0.90	953.6	47.7
4 Cuadrado	21.25	8	188	113.50	146.61	3.97	0.83	933.7	46.7
5 Triangulo	15.25	4	122	112.50	147.82	6.17	0.33	813.3	40.7
6 Triangulo	17.25	6	172	114.60	145.13	4.30	0.50	854.3	42.7
7 Triangulo	19.25	8	210	112.00	148.50	3.60	0.20	833.0	41.7
8 Triangulo	19.25	6	216	115.60	143.87	3.39	0.41	856.8	42.8
9 Triangulo	21.25	8	260	103.50	160.74	3.15	0.05	875.3	43.8
10 Triangulo	21.25	8	260	112.80	147.46	2.89	0.31	875.3	43.8

Cuadro N^o 4.1

Finalmente la alternativa más óptima es la siguiente (alternativa N^o 5 del cuadro N^o 4.1):

Arreglo = 3 (triangular)

do = 3/4" Tubo de cobre - Tipo K

di = 0.652" ϕ nominal = 5/8"

Paso = 1"

Dc = 15.25" (coraza)

N^o de pases = 4

N^o de tubos = 122

Espaciado de deflectores = 4"

Coefficiente global - limpio = 119.2 BTU/hr-pie²- °F

Coefficiente global - sucio = 112.5 BTU/hr-pie²- °F

Area de Transferencia de calor = 147.82 pie²

Diferencia verdadera de Temperaturas = 14.43 °F

Longitud de Tubos = 6.17 pies

ΔP - Tubos = 0.56 Psi ΔP - Coraza = 0.98 Psi

Velocidad del agua en la coraza = 60.4 pies/min.

```

10 * CALCULO DE UN EVAPORADOR PARA UNA CAPACIDAD DE 20 TON DE REFRIGERACION
20 * *****
50 *
60 * CODIFICACION DE NOMBRES DE VARIABLES
70 * -----
90 * PROPIEDADES Y CARACTERISTICAS DEL AGUA
110 * TA(I) = TEMPERATURA (GRAD. F)
120 * PRA(I) = NUMERO DE PRANDTL
130 * VISA(I) = VISCOSIDAD (LB/PIE-HR)
140 * RD = RESISTENCIA POR ENSUCIAMIENTO (HR-PIE2-F/BTU)
150 * WQ = FLUJO MASICO (LB/HR)
160 * TING = TEMPERATURA DE INGRESO (GRAD. F)
170 * TSAL = TEMPERATURA DE SALIDA (GRAD. F)
180 * CPO = CALOR ESPECIFICO A LA TEMPERATURA PROMEDIO (BTU/LB-F)
190 * DENA = DENSIDAD A LA TEMPERATURA PROMEDIO (LB/PIE3)
210 * PROPIEDADES Y CARACTERISTICAS DEL F-12
230 * WI = FLUJO MASICO
240 * TEVP = TEMPERATURA DE EVAPORACION
250 * HFB = CALOR LATENTE DE EVAPORACION (BTU/LB)
250 * DX = VARIACION DE LA CALIDAD
270 * VISF = VISCOSIDAD LIQUIDA
280 * KF = CONDUCTIVIDAD TERMICA LIQUIDA (BTU/HR-PIE-F)
290 * DENF = DENSIDAD PROMEDIO
310 * DATOS MISCELANEOS
330 * Q = CALOR TOTAL A INTERCAMBIAR (BTU/HR)
340 * KMET = CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL MATERIAL DEL TUBO
350 * ARRES = TIPO DE ARREGLO - EN CUADRO (4) / TRIANGULAR (3)
360 * DC = DIAMETRO INTERNO DE LA CORAZA (PULG.)
370 * S = PASO ENTRE LOS TUBOS (PULG.)
380 * DO = DIAMETRO EXTERNO DEL TUBO (PULG.)
390 * DI = DIAMETRO INTERNO DEL TUBO (PULG.)
400 * BC = ESPACIADO DE LOS DEFLECTORES DE LA CORAZA (PULG.)
410 * NT = NUMERO TOTAL DE TUBOS
420 * NP = NUMERO DE PASES EN LOS TUBOS
440 * VARIABLES A CALCULAR
450 * AG = AREA DE FLUJO EN LA CORAZA PARA EL AGUA (PIE2)
470 * GO = MASA VELOCIDAD DEL AGUA (LB/HR-PIE2)
480 * DEEQ = DIAMETRO EQUIVALENTE PARA LA CORAZA (PULG.)
490 * AI = AREA DE FLUJO EN LOS TUBOS PARA EL F-12 (PIE2)
500 * SI = MASA VELOCIDAD F-12
510 * REI = NUMERO DE REYNOLDS PARA EL F-12
520 * TB = TEMPERATURA PROMEDIO PARA EL AGUA
530 * TWP = TEMPERATURA DE PARED SUPUESTA
540 * TWM = TEMPERATURA DE PARED CALCULADA
550 * TF = TEMPERATURA DE PELICULA PARA EL AGUA
560 * PRO = NUMERO DE PRANDTL PARA EL AGUA CALCULADA A LA TEMP. DE PELICULA
570 * VISO = VISCOSIDAD DEL AGUA CALCULADA A LA TEMP. DE PELICULA
580 * RED = NUMERO DE REYNOLDS PARA EL AGUA
590 * HQ = COEF. DE TRANSF. DE CALOR PARA EL AGUA (BTU/HR-PIE2-F)
600 * HI = COEF. DE TRANSF. DE CALOR PARA EL F-12
610 * UC = COEF. GLOBAL DE TRANSF. DE CALOR - LIMPIO (BTU/HR-PIE2-F)
620 * UD = COEF. GLOBAL DE TRANSF. DE CALOR - SUCCIO

```

```

630 DT = MLDT
640 AREA = SUP*RFICIE TOTAL DE TRANSF. DE CALOR (PIE^2)
650 LONG = LONGITUD DE LOS TUBOS (PIES)
660 DPC = CAIDA DE PRESION PARA EL AGUA (LB/PULG.^2)
670 DPT = CAIDA DE PRESION PARA EL F-12
680 VELC = VELOCIDAD DEL AGUA (PIE/MIN)
720 D E S A R R O L L O D E L P R O G R A M A
730
-----
770 WIDTH "Ipt1:", 250 : LPRINT CHR$(15)
780 FOR I= 1 TO 8
790 READ TA(I),PRA(I),VISA(I)
800 NEXT I
820 READ RD,WD,TING,TSAL,CPO,DENA,WI,TEVAP,HFS,DX,VISF,KF,DENF,Q,KNET
840 LPRINT TAB(4)"ARREG" TAB(17)"DO" TAB(27)"DI" TAB(36)"S" TAB(45)"DC" TAB(55)"NP"
TAB(64)"NT" TAB(75)"BC" TAB(85)"UC" TAB(95)"UD" TAB(106)"AREA" TAB(116)"DTEMP" TAB(126)
)"LONG" TAB(136)"DPT" TAB(146)"DPC" TAB(155)"VELC" TAB(165)"HI-F12" TAB(176)"HG-AGUA
"
845 LPRINT
850 READ ARREG,DO,DI,S,DC,NP,NT,SC
860 IF ARREG=0 THEN END
870 AG= DC*(S-DO)*BC/144/S
880 GD = WD/AG
890 IF ARREG=3 THEN 920
900 DEGD= 1.27324*(S^2-DO^2/1.2732)/DO
910 GDTD 930
920 DECD= 2.54654*(S^2/2-3.0994-DO^2-2.54654)/DO
930 AI= NT*DI^2/NP/183.3465
940 SI= WI/AI
950 REI= DI*GI/VISF/12
960 F1= (778.16*DX*HFS*3.1416*DI*NT/Q/12)^(2/3)
970 F2= (1.0082*(124*F1)^(1/6)
980 TB= (TING+TSAL)/2
990 TWM= TEVAP + .25*(TB-TEVAP)
1000 TWP= TWM
1010 TF= (TWP+TB)/2
1020 L=0
1030 L=L+1
1040 IF (TA(L)-TF)<0 THEN 1030
1050 PRD= (TF-TA(L))*(PRA(L-1)-PRA(L))/(TA(L-1)-TA(L))+PRA(L)
1060 VISO= (TF-TA(L))*(VISA(L-1)-VISA(L))/(TA(L-1)-TA(L))+VISA(L)
1070 REQ= DEGD*GD/VISO/12
1080 HQ= .364*CPO*GD/REQ*.45/PRD^(2/3)
1090 HI= F1*F2*(REI)^2*(TWP-TEVAP)^(2/3)
1100 TWM=(1/HI)*(GD/DI)*(TB-TEVAP)/(1/HQ*RD+(1/HI)*(DO/DI))+TEVAP
1110 IF ABS(INT(TWM*100)-INT(TWP*100))<0 THEN 1090
1120 UC= 1/((1/HI)*(GD/DI) + DS*LOG(DO/DI)*KNET/2 + 1/HQ)
1130 UD = GD/(1+RD*UC)
1135 IF UD<80 THEN 850
1140 DT= (TING-TSAL)/LOG((TING-TEVAP)/(TSAL-TEVAP))
1150 AREA= Q/UD/DT
1160 LONG= 3.8197*AREA/NT/DO
1165 IF LONG>6.55 THEN 850

```

```

1170 FC= 1.757/REQ^.19
1180 DPC=FC*LONG*DC*GD^2/BC/DEGD/DENW/1E+10
1185 IF DPC>10 THEN 850
1190 VELC= GD/3750
1200 FT= .381/RE1^.248
1210 B= 1+DI/FT/LONG/3
1220 DPT= B*FT*LONG*NF*G1^2/DI/DENF/1E+10
1225 IF DPT>3 THEN 850
1230 DEF FNA(X)=INT(X*10+.5)/10
1240 DEF FNC(Y)=INT(Y*100+.5)/100
1250 LPRINT TAB(5);ARRE; TAB(15);DO; TAB(25);DI; TAB(35);B; TAB(45);DC; TAB(55);NF; TAB(65);
NT; TAB(75);BC; TAB(85);FNA(DC); TAB(95);FNA(UD); TAB(105);FNC(ARER); TAB(115);FNC(DI); TAB
(125);FNC(LONG); TAB(135);FNC(DPT); TAB(145);FNC(DPC); TAB(155);FNA(VELC); TAB(165);FNC(H
I); TAB(175);HB
1255 GOTO 850
1270 DATA 32, 13.7, 4.32
1280 DATA 40, 11.3, 3.744
1290 DATA 50, 9.55, 3.168
1300 DATA 60, 8.03, 2.736
1310 DATA 70, 6.82, 2.3688
1320 DATA 80, 5.89, 2.0808
1330 DATA 90, 5.18, 1.8534
1340 DATA 100, 4.52, 1.6488
1350 *
1360 DATA SE=4,24000,52,42.1,62.4,49.5,7.5,32,55.124,0.74,0.72234,0.042,2.67,2400
00,224

```

ARREG	DU	DI	S	BC	NP	NT	BC	UC	UD	AREA	DTRHP	LONG	DPT	DFC	VELOC
	Pulg.	Pulg.	Pulg.	Pulg.			Pulg.	Btu/hr- Pie ² -f	Btu/hr- Pie ² -f	Pie ²	Grad F	Pies	Psi	Psi	ppm
Cuadrado	.75	.652	1	17.25	6	150	8	107.9	102.4	162.49	14.43	5.52	1.15	.08	26.7
Cuadrado	.75	.652	1	17.25	8	142	8	124.2	116.9	142.29	14.43	5.1	2.81	.08	26.7
Cuadrado	.75	.652	1	17.25	4	158	4	100.4	95.6	174.02	14.43	5.61	.33	.58	53.4
Cuadrado	.75	.652	1	19.25	8	188	12	97.2	92.7	179.43	14.43	4.86	1.62	.02	16
Cuadrado	.75	.652	1	19.25	6	192	8	97.8	93.3	176.36	14.43	4.73	.67	.06	23.9
Cuadrado	.75	.652	1	19.25	8	188	8	112.7	106.7	155.37	14.43	4.23	1.52	.06	23.9
Cuadrado	.75	.652	1	19.25	4	204	4	89	85.3	195.13	14.43	4.87	.19	.46	47.9
Cuadrado	.75	.652	1	19.25	6	192	4	120.1	113.3	146.88	14.43	3.9	.61	.37	47.9
Cuadrado	.75	.652	1	21.25	8	188	14	88.3	84.6	196.71	14.43	5.33	1.7	.01	12.4
Cuadrado	.75	.652	1	21.25	6	192	10	88.1	84.4	197.11	14.43	5.23	.71	.04	17.3
Cuadrado	.75	.652	1	21.25	8	188	10	100.3	95.5	174.16	14.43	4.72	1.6	.03	17.3
Cuadrado	.75	.652	1	21.25	6	192	6	103.8	98.7	168.62	14.43	4.47	.65	.13	28.9
Cuadrado	.75	.652	1	21.25	8	188	6	120.3	113.5	146.61	14.43	3.97	1.48	.11	28.9
Triangulo	.75	.652	1	15.25	4	122	4	119.2	112.5	147.82	14.43	6.17	.56	.98	60.4
Triangulo	.75	.652	1	17.25	4	166	17.25	98.4	93.8	177.32	14.43	5.44	2.17	.01	12.4
Triangulo	.75	.652	1	17.25	6	172	14	93.4	89.3	186.37	14.43	5.52	.89	.02	15.3
Triangulo	.75	.652	1	17.25	8	166	14	106.5	101.1	164.54	14.43	5.05	2.09	.02	15.3
Triangulo	.75	.652	1	17.25	6	172	10	104.3	99.1	167.89	14.43	4.97	.85	.05	21.4
Triangulo	.75	.652	1	17.25	4	178	6	92.2	88.2	168.68	14.43	5.4	.26	.25	35.6
Triangulo	.75	.652	1	17.25	6	172	6	121.6	114.6	145.13	14.43	4.3	.79	.2	35.6
Triangulo	.75	.652	1	17.25	4	178	4	100.7	95.8	173.59	14.43	4.97	.25	.71	53.4
Triangulo	.75	.652	1	19.25	8	210	16	93	88.8	187.26	14.43	4.54	1.27	.01	12
Triangulo	.75	.652	1	19.25	6	216	12	89.6	85.8	193.94	14.43	4.57	.53	.03	16
Triangulo	.75	.652	1	19.25	8	210	12	103.2	98.1	169.52	14.43	4.11	1.22	.02	16
Triangulo	.75	.652	1	19.25	6	216	8	101.5	96.6	172.19	14.43	4.06	.5	.08	23.9
Triangulo	.75	.652	1	19.25	8	210	8	118.7	112	148.5	14.43	3.6	1.15	.07	23.9
Triangulo	.75	.652	1	19.25	4	226	4	89.5	85.7	194.15	14.43	4.38	.15	.58	47.9
Triangulo	.75	.652	1	19.25	6	216	4	122.7	115.6	143.87	14.43	3.39	.46	.45	47.9
Triangulo	.75	.652	1	21.25	8	260	12	95.2	90.8	183.12	14.43	3.59	.76	.02	14.5
Triangulo	.75	.652	1	21.25	6	272	8	92.3	88.2	188.61	14.43	3.53	.3	.06	21.7
Triangulo	.75	.652	1	21.25	8	260	8	109.1	103.5	160.74	14.43	3.15	.72	.05	21.7
Triangulo	.75	.652	1	21.25	6	272	6	99.9	95.2	174.83	14.43	3.27	.29	.13	28.9
Triangulo	.75	.652	1	21.25	8	260	6	119.6	112.8	147.46	14.43	2.89	.7	.11	28.9
Triangulo	.75	.652	1	21.25	6	272	4.5	107.6	102.1	162.87	14.43	3.05	.29	.27	38.6

4.2 CALCULO Y DISEÑO MECANICO

El cálculo y diseño del evaporador se hará bajo los criterios de las normas JIS - B 8249 "SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGERS" CLASE I. Como complemento se usará las normas JIS -B 8243 "CONSTRUCTION OF PRESSURE VESSELS". Para casos particulares se usarán criterios que serán especificados en su oportunidad.

4.2.1 ESPESOR DE PLANCHA PARA LA CORAZA

La expresión que calcula el espesor de plancha para cilindros sometidos a presión interna es la siguiente (Ref 36).

$$t = \frac{P D_i}{200 f n - 1.2 P} + C \quad \frac{t}{D_i} \leq 0.25$$

Donde:

- t = Espesor de plancha, mm
- P = Presión de diseño, Kg/cm²
- D_i = Diámetro interno de la coraza, mm
- f = Esfuerzo permisible del material, Kg/mm²
- n = Eficiencia de la unión longitudinal
- C = Tolerancia por corrosión, mm

Para nuestro caso tenemos:

$$P = 3.5 \text{ Kg/cm}^2 \quad (\text{supuesto para } 50 \text{ Psi de presión sobre el lado de la coraza})$$

$$D_i = 387 \text{ mm} \quad (15 \frac{1}{4} \text{ pulg})$$

$f = 8.9 \text{ Kg/mm}^2$ (Plancha delgada laminada en caliente SIDER PERU : PDC - E24)

$n = 0.80$ (unión longitudinal por soldadura a tope)

$C = 1 \text{ mm}$

El espesor de plancha requerido para la coraza será:

$$t = \frac{3.5 \times 387}{200 \times 89 \times 0.8 - 1.2 \times 3.5} + 1 = 2 \text{ mm}$$

Los espesores para planchas delgadas laminadas en caliente fabricados por SIDER PERU son (en mm):

2.0 , 2.5 , 3.0 , 4.0

Finalmente el espesor de plancha que usaremos será de 4 mm el cual concuerda con el mínimo especificado.

$$t = 4.0 \text{ mm}$$

4.2.2 CALCULO DE LA PLACA DE TUBOS

A) ESPESOR

CALCULO POR FLEXION

El espesor recomendable para la placa de tubos en donde los tubos son rectos y la placa forma parte integral con la coraza está dada por (Ref. 36):

$$T = \frac{E D_L}{20} \sqrt{\frac{P}{f}} + C$$

Donde:

$T =$ espesor de placa, mm

P = presión de diseño, Kg/cm²

D_i = diámetro interno de coraza, mm

$$F = \begin{cases} F = 1 & 0 \leq X \leq 0.02 \\ F = 1/3 (3.4 - 20 X) & 0.02 \leq X < 0.05 \\ F = 0.8 & 0.05 \leq X \\ X = \text{Espesor Coraza/D}_i \end{cases}$$

f = esfuerzo permisible del material, Kg/mm²

C = tolerancia por corrosión, mm

Para nuestro caso tenemos:

P = 3.5 Kg/cm²

D_i = 387 mm

X = 4 / 387 = 0.01 F = 1

f = 8.9 Kg/mm² (plancha gruesa SIDER PERU: PG-E24)

C = 1 + 1 = 2 mm

Según esto el espesor de placa será:

$$T = 1 \times \frac{387}{20} \sqrt{\frac{3.5}{8.9}} + 2 = 14.13 \text{ mm}$$

Los espesores para planchas gruesas fabricadas por SIDER PERU son (en mm):

5.0, 6.4, 8.0, 9.5, 12.5, 16.0, 20.0, 25.0, 32.0

Por lo tanto el espesor de la placa de tubos será:

$$T = 16 \text{ mm}$$

CALCULO POR CORTE

La expresión que calcula el espesor de la placa bajo este criterio es el siguiente (Ref. 36):

$$t = \frac{P A}{100 \tau L}$$

donde:

t = espesor de placa, mm

P = presión de diseño, Kg/cm²

A = área del polígono que se forma al unir los centros de todos los tubos del perímetro exterior, mm²

L = longitud del perímetro del polígono descrito arriba, menos los diámetros de todos los tubos sobre este perímetro, mm

τ = esfuerzo permisible por corte, Kg/mm²

Para nuestro caso tendremos:

$$P = 3.5 \text{ Kg/cm}^2$$

$$A = 69,210.8 \text{ mm}^2$$

$$L = 664.7 \text{ mm}$$

$$\tau = 0.8 \times 8.9 = 7.12 \text{ Kg/mm}^2$$

El espesor de placa será:

$$t = \frac{3.5 \times 69,210.8}{100 \times 7.12 \times 664.7} = 0.5 \text{ mm}$$

Resumiendo tenemos que el espesor de placa definitivo será el calculado por flexión (16 mm).

B) DIAMETRO DE LOS AGUJEROS

El diámetro de los agujeros en la placa, deberá ser como sigue (Ref. 35):

Para $d_o = 19 \text{ mm}$ (3/4 pulg)

Tenemos $d_A = 19.25 \text{ mm}$ (recomendado)

Donde:

d_o = diámetro externo del tubo

d_A = diámetro del agujero

4.2.3 CALCULO DE PERNOS Y DISPOSICION EN LA PLACA DE TUBOS

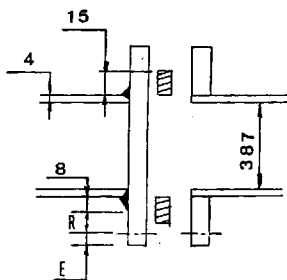


Fig. 4.1

Para un perno con 12.7 mm (1/2 pulg) de diámetro se tiene:

$R = 21 \text{ mm}$

$E = 16 \text{ mm}$

$E_{\text{min}} = 32 \text{ mm}$ (Paso entre pernos)

A) CARGA SOBRE EL PERNO BAJO CONDICIONES DE OPERACION

La expresión que calcula esta carga está dada por (Ref. 36):

$$W_{m1} = \frac{\pi G P}{400} (G + 8 b m)$$

Donde:

W_{m1} = carga mínima sobre el perno bajo condiciones de operación, Kg

P = presión de diseño, Kg/cm²

b = ancho efectivo de la empaquetadura, mm

m = factor de empaquetadura

G = diámetro correspondiente a la localización de la reacción de la empaquetadura, mm

Para nuestro caso tenemos:

$P = 3.5 \text{ Kg/cm}^2$ (supuesto para 50 Psi de presión)

$b_o = \frac{\text{Ancho Empaquetadura}}{2} = \frac{15}{2} = 7.5 \text{ mm}$

$b = 2.52 \quad b_o = 6.9$ (para $b_o > 6.35$)

$G = \text{Diám. ext. empaq.} - 2b$ (para $b_o > 6.35$)
 $= 425 - 2(6.9) = 411.2 \text{ mm}$

$m = 1$ (caucho - dureza SHORE ≥ 75)

La carga para los pernos será:

$$\begin{aligned} W_{m1} &= \frac{\pi \times 411.2}{400} \times 3.5 \times (411.2 + 8 \times 6.9 \cdot 1) \\ &= 5,272 \text{ Kg} \end{aligned}$$

B) CARGA DE ASENTAMIENTO

La expresión que calcula esta carga está dada por (Ref. 36):

$$W_{m2} = \pi b G y$$

Donde:

W_{m2} = carga mínima de asentamiento sobre el perno, Kg.

y = esfuerzo mínimo de asentamiento de la empaquetadura,
Kg/mm²

b y G definidos en (A)

Para nuestro caso tenemos:

$$Y = 0.14 \text{ Kg/mm}^2 \quad (\text{Caucho - Dureza SHORE} \geq 75)$$

$$b = 6.9 \text{ mm}$$

$$G = 411.2 \text{ mm}$$

Finalmente tenemos:

$$\begin{aligned} W_{m2} &= \pi \times 6.9 \times 411.2 \times 0.14 \\ &= 1,248 \text{ Kg.} \end{aligned}$$

C) AREA TOTAL REQUERIDA PARA LOS PERNOS

El área total requerida para los pernos deberá ser el mayor valor que se obtenga de las siguientes expresiones (Ref. 36):

$$A_{m1} = \frac{W_{m1}}{f_a}$$

$$A_{m2} = \frac{W_{m2}}{f_b}$$

Donde:

A_{m1} = área total requerida para los pernos basada en el área de esfuerzo bajo condiciones de operación, mm^2

A_{m2} = área total requerida para los pernos basada en el área de esfuerzo bajo condiciones de asentamiento de la empaquetadura, mm^2

f_a = esfuerzo permisible del perno a la temperatura de operación, Kg/mm^2

f_b = esfuerzo permisible del perno a la temperatura ambiente, Kg/mm^2

W_{m1} y W_{m2} definidos en (A) y (B)

Para nuestro caso tenemos:

$$W_{m1} = 5,272 \text{ Kg}$$

$$W_{m2} = 1,248 \text{ Kg}$$

$$f_a = 13.2 \text{ Kg/mm}^2 \quad (\text{ASTM 325} - \text{SAE } \circ 5)$$

$$f_b = 13.2 \text{ Kg/mm}^2 \quad (\text{ASTM 325} - \text{SAE } \circ 5)$$

Finalmente tenemos:

$$A_{m1} = \frac{5,272}{13.2} = 400 \text{ mm}^2 \qquad A_{m2} = \frac{1,248}{13.2} = 95 \text{ mm}^2$$

El área seleccionada para los pernos será:

$$A_m = 400 \text{ mm}^2$$

D) NUMERO DE PERNOS REQUERIDOS

El área de esfuerzo para pernos de 12.7 mm (1/2 pulg) - 13
UNC es:

$$A_b = 91.55 \text{ mm}^2 / \text{perno}$$

Por lo tanto el número de pernos necesarios será:

$$N_Q \text{ pernos} = \frac{A_m}{A_b} = \frac{400}{91.55} = 4.4$$

$$N_Q \text{ pernos necesarios} = 5$$

E) MAXIMO NUMERO DE PERNOS RECOMENDADOS

La mínima distancia entre centros de los pernos deberá ser, para pernos de 12.7 mm de diámetro (1/2 pulg), la siguiente:

$$B_{\min} = 32 \text{ mm}$$

Una expresión que relaciona el número de pernos con la distancia entre centros de pernos y la circunferencia que contiene estos centros es la siguiente:

$$n = \frac{180}{\text{arc. sen}(B/D)}$$

Donde:

- n = número de pernos
- B = distancia entre centros de pernos, mm
- D = diámetro que contiene los centros de los pernos, mm

Según esto el máximo número de pernos será:

$$N_{\max} = \frac{180}{\text{arc. sen}(32/453)} = 44.5$$

De donde: $N_{\max} = 44$

F) MINIMO NUMERO DE PERNOS RECOMENDADOS

La máxima distancia entre centros de los pernos deberá calcularse con la siguiente expresión:

$$E_{\max} = 2 \text{ db} + \frac{6 \text{ t}}{m + 0.5}$$

Donde:

E_{\max} = máxima distancia entre centros de los pernos, mm

db = diámetro nominal del perno, mm

t = espesor de la brida, mm

m = factor de empaquetadura

Para nuestro caso tenemos:

$$\text{db} = 12.7 \text{ mm}$$

$$t = 25 \text{ mm}$$

$$m = 1.0$$

Por lo tanto se tendrá:

$$E_{\max} = 2 \times 12.7 + \frac{6 \times 25}{1 + 0.5} = 89.4 \text{ mm}$$

Según esto el mínimo número de pernos será:

$$N_{\min} = \frac{180}{\text{arc. sen}(89.4/453)} = 15.8$$

De donde: $N_{\min} = 16$ pernos

G) NUMERO SELECCIONADO DE PERNOS

De los puntos (D), (E) y (F) podemos decir que el número de pernos deberá encontrarse entre los siguientes límites:

$$16 \leq N_{\text{Q}} \text{ pernos} \leq 48$$

Puesto que se requiere que el número de pernos seleccionado sea múltiplo de 4, se elegirá lo siguiente:

$$N_{\text{Q}} \text{ pernos} = 16$$

De aquí los pernos estarán espaciados angularmente por:

$$\alpha = 360/16 = 22.5^{\circ}$$

H) DIAMETRO DE LOS AGUJEROS

Para diámetros de pernos menores o iguales a 32 mm el agujero correspondiente deberá tener un diámetro mayor en 3 mm.

$$d_A = d_B + 3 = 12.7 + 3 = 15.7 \text{ mm}$$

$$d_A = 16 \text{ mm.}$$

**I) VERIFICACION DEL ESPESOR DE LA PLACA DE TUBOS -
ESPESOR DE BRIDA**

Como se ha visto la placa de tubos se ha prolongado para formar la brida y en consecuencia ésta tendrá el mismo espesor de la placa de tubos, que en este caso es de 16 mm. En los cálculos siguientes de verificación el espesor

calculado deberá ser menor de 16 mm de los contrario tomaremos el nuevo valor.

La expresión para el cálculo del espesor de la brida deberá ejecutarse con la siguiente expresión (Ref. 36):

$$T = G \sqrt{\frac{K P}{100 f} + \frac{1.9 W h_g}{f G^3}}$$

Donde:

K = constante, 0.30

f = esfuerzo permisible del material, Kg/mm²

W = carga en pernos, Kg

h_g = brazo de momento, mm

G y P definidos en (A)

Para nuestro caso tenemos:

$$G = 411.2 \text{ mm}$$

$$K = 0.30$$

$$P = 3.5 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_g = \frac{453 - 411.2}{2} = 20.9$$

Tomaremos para el valor de W aquel que corresponda a la situación más crítica como lo definen las normas (Ref. 36)

$$W = (N \text{ pernos}) (\text{área por perno}) f_b$$

Estos términos fueron definidos y calculados en (C), (D) y (G) en consecuencia tendremos:

$$W = 16 \times 91.55 \times 13.2 = 19,336 \text{ Kg}$$

Así pues el espesor de brida necesario será:

$$T = 411.2 \sqrt{\frac{0.3 \times 3.5}{100 \times 8.9} + \frac{1.9 \times 19.336 \times 20.9}{8.9 \times (411.2)^3}}$$

$$= 20 \text{ mm}$$

finalmente el espesor definitivo será:

$$T = 20 \text{ mm}$$

4.2.4 TUBOS PARA INTERCAMBIADOR

A) ESPESOR

El mínimo espesor de pared para tuberías de cobre, recomendable para un diámetro externo de 19 mm (3/4 pulg) es de 1.2 mm (Ref. 35). Según esto el tipo de tubería de cobre que deberá usarse será la del tipo "K" cuyo espesor es de 1.24 mm (0.049 pulg).

B) LONGITUD DE TUBOS ENTRE PLACAS

La longitud de tubos entre placas será de 1,880 mm (6.17 pies) que es la requerida para el intercambiador.

4.2.5 PLACAS DEFLECTORAS

A) ESPACIADO Y Nº DE DEFLECTORES

El espaciado de los deflectores previsto es de 102 mm (4 pulg) con el cual el mínimo número de deflectores será:

$$\text{Nº deflectores} = \frac{1,880}{102} - 1 = 17.4$$

Por lo tanto nosotros elegiremos 17 deflectores los cuales estarán espaciados como se muestra en la Fig. 4.2.

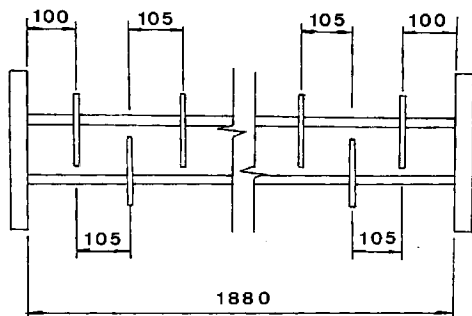


Fig. 4.2

B) ESPESOR

El mínimo espesor de placa recomendable para deflectores con intervalos que llegan como máximo hasta 150 mm y con corazas que tienen un diámetro interno de 387 mm es aproximadamente 3.2 mm. Según esto el espesor de plancha comercial más cercano es de 4 mm. Finalmente:

$$\text{ESPESOR DE PLACA DEFLECTORA} = 4 \text{ mm}$$

C) DIAMETRO DE AGUJEROS PARA TUBOS

La diferencia entre el diámetro del agujero y el diámetro exterior de los tubos deberá ser de 1.0 mm o menor para intervalos de tubos soportados en 900 mm o menores. Según esto el diámetro del agujero deberá ser de:

$$\begin{aligned}\text{Diám. agujero} &= \text{Diám. ext. tubo} + 1 \\ &= 19 + 1 = 20 \text{ mm}\end{aligned}$$

D) DIAMETRO EXTERNO

La diferencia entre el diámetro interno de la coraza y el diámetro externo de la placa deflectora deberá ser no más de 3.5 mm. Por lo tanto el diámetro externo de la placa deflectora deberá ser:

$$\begin{aligned}\text{Diám. ext. deflector} &= D_i \text{ coraza} - 3.5 \\ &= 387 - 3.5 = 383.5 \text{ mm}\end{aligned}$$

4.2.6 TAMAÑO DE LAS TOBERAS

El tamaño de las toberas de entrada y salida tanto para el lado de la coraza como para el lado de los tubos está condicionado por las siguientes expresiones (Ref. 4):

$$\begin{aligned}\rho V^2 &\leq 2,230 && \text{para el lado de la coraza} \\ \rho V^2 &\leq 3,270 && \text{para el lado de los tubos}\end{aligned}$$

Donde:

$$\begin{aligned}\rho &= \text{densidad del fluido, Kg/m}^3 \\ V &= \text{velocidad del fluido, m/seg}\end{aligned}$$

$$\text{haciendo} \quad K = \rho V^2$$

y sabiendo que:

$$\dot{m} = \rho V A \quad \text{y} \quad A = \pi/4 D^2$$

Podemos llegar a la siguiente expresión:

$$D = 18.8 \sqrt{\frac{\dot{m}}{\rho K}}$$

Donde:

D = diámetro de la tobera, mm

\dot{m} = flujo másico, Kg/hr

ρ = densidad del fluido, Kg/m³

K = ρv^2

A) Para la coraza (entrada - salida)

\dot{m} = 10,886 Kg/hr (24,000 lb/hr)

ρ = 1,000 Kg/m³

K_{max} = 2,230 Kg/m - seg²

El diámetro interno mínimo para estas toberas deberá ser de:

$$D_{min} = 18.8 \sqrt{\frac{10,886}{1,000 \times 2,230}}$$

$$= 50.8 \text{ mm} \quad (2 \text{ pulg})$$

El tubo comercial más apropiado será:

TUBO 2" ϕ STD	[D _E = 60.3 mm
		esp = 3.25 mm
		D _I = 53.8 mm

B) Para los Tubos

TOBERA DE INGRESO

m = 2,253 Kg/hr (4,967.5 lb/hr)

ρ = 42.8 lb/pie³ (Densidad Promedio de entrada
F-12)

K_{max} = 3,270 Kg/m - seg²

El diámetro interno mínimo de la tobera será:

$$D_{\min} = 18.8 \sqrt{\frac{2,253}{\sqrt{42.8 \times 3,270}}}$$

$$= 46.1 \text{ mm (1.81 pulg)}$$

usaremos un tubo comercial de las siguientes características:

TUBO 2" ϕ STD	{	De = 60.3 mm
		esp = 3.25 mm
		Di = 53.8 mm

TOBERA DE SALIDA

$$m = 2,253 \text{ Kg/hr}$$

$$\rho = 18.1 \text{ Kg/m}^3 \quad (\text{Vapor - F-12})$$

$$K_{\max} = 3,270 \text{ Kg/m} \cdot \text{seg}^2$$

El diámetro interno mínimo de la tobera será:

$$D_{\min} = 18.8 \sqrt{\frac{2,253}{\sqrt{18.1 \times 3,270}}}$$

$$= 57.2 \text{ mm (2.25 pulg)}$$

usaremos un tubo comercial de las siguientes características:

TUBO 2 1/2" ϕ STD	{	De = 73 mm
		esp = 4.05 mm
		Di = 64.9 mm

4.2.7 PLACA PARA CHOQUES

Puede prescindirse de esta placa siempre y cuando se cumpla la siguiente expresión:

$$\rho V^2 \leq 2,230$$

Puesto que bajo este criterio se seleccionó la tobera de admisión de la coraza esta placa no será necesaria.

4.2.8 VARILLAS TENSADORAS Y ESPACIADORES

El diámetro y número de las varillas tensadoras correspondiente a un diámetro de coraza de 387 mm será como sigue:

$$4 \text{ Varillas} - 3/8 \text{ " } \phi$$

Los espaciadores estarán formados por tubos de las siguientes características:

$$\text{TUBO } 3/8 \text{ " } \phi \text{ STD} \quad \left[\begin{array}{l} D_e = 17 \text{ mm} \\ \text{esp} = 2 \text{ mm} \\ D_i = 13 \text{ mm} \end{array} \right.$$

4.2.9 CANALES DEL INTERCAMBIADOR

El espesor de los canales del intercambiador será igual al espesor que tendrá la coraza, es decir 4 mm.

$$\text{ESPESOR DE PLANCHA DEL CANAL} = 4 \text{ mm}$$

El espesor que tendrá la cubierta del canal estará dado por la siguiente expresión (Ref. 36):

$$t = D \sqrt{\frac{C P}{100 f}} + c$$

Donde:

- t = espesor de la cubierta, mm
 D = diámetro interno del canal mm
 P = presión de diseño, Kg/cm²
 f = esfuerzo permisible del material, Kg/mm²
 C = constante según disposición
 c = tolerancia por corrosión, mm

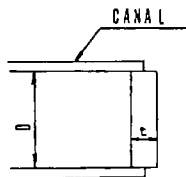


Fig. 4.3

Para nuestro caso tenemos:

- $D = 438$ mm
 $P = 3.5$ Kg/cm²
 $f = 8.9$ Kg/mm²
 $C = 0.5$ (disposición - Fig. 4.3)
 $c = 1$ mm

El espesor de la cubierta será:

$$\begin{aligned}
 t &= 387 \sqrt{\frac{0.5 \times 3.5}{100 \times 8.9}} + 1 \\
 &= 18 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

El espesor comercial que usaremos será de 16 mm. (puesto que al soldarla con las placas divisorias ésta adquirirá una mayor rigidez)

ESPESOR DE LA CUBIERTA = 16 mm

El mínimo espesor de las placas divisorias deberá ser de 6 mm para un diámetro de coraza comprendido entre 150 y 550 mm. El espesor de plancha a usar será de 6.4 mm.

ESPESOR DE PLACAS DIVISORIAS = 6.4 mm

CAPITULO 5

CALCULO Y DISEÑO DEL CONDENSADOR

Este cálculo seguirá las mismas pautas y criterios usados para el evaporador. Por ello sólo haremos cálculos no previstos y para el resto sólo daremos resultados.

5.1 CALCULO TERMICO - HIDRAULICO

A continuación se harán algunas observaciones al programa de cálculo adjunto (al final de este subcapítulo):

- Para el cálculo de las temperaturas en el lado de los tubos se usaron las Ecs. 2.40 y 2.41.
- Para el cálculo del t en un intervalo se ha usado la Ec. 2.60 en donde se hizo el siguiente reemplazo equivalente:

$$\frac{\Delta Q}{w C} = (t_{iII} - t_{iI}) - (t_{i+1II} - t_{i+1I})$$

- Para el coeficiente pelicular sobre el lado de los tubos y sobre el lado de la coraza se usaron las Ecs. 2.10 y 2.13 respectivamente.

- La caída de presión sobre el lado de los tubos se calculó con la Ec. 2.99; para el lado de la coraza se usó la Ec. 2.120 modificada para condensación.
- El factor "C" que relaciona la altura de llenado del condensado con el diámetro interno de la coraza se calcula con las Ecs. 2.121 y 2.122
- Para el desarrollo del programa se usaron grupos de datos con los cuales se obtuvo un número de soluciones las cuales cumplían con los requisitos planteados (alternativas de elección). Este grupo de soluciones puede apreciarse en el cuadro N° 5.2 al final de este subcapítulo.

De las alternativas propuestas se ha seleccionado la más óptima en base a los mismos criterios de selección seguidos en el capítulo 4. Así, en el cuadro N° 5.1 puede verse el subgrupo de alternativas más recomendables.

ARREGLO	DC Pulg.	NP	NT	UD BTU/Hr- Pie ² -f	AREA Pie ²	LONG. Pies	DL Pies	NT(LONG) DL+2/12 Pies	Numero de tubos de 20 pies
1 Cuadrado	17.25	4	158	111.3	173.5	5.59	0.91	1053.3	52.7
2 Cuadrado	17.25	6	150	122.4	157.6	5.35	1.15	1000.0	50.0
3 Cuadrado	17.25	8	142	130.1	148.4	5.32	1.18	946.7	47.3
4 Cuadrado	19.25	6	192	114.4	168.7	4.47	0.33	953.6	47.7
5 Cuadrado	19.25	8	188	121.1	159.4	4.32	0.48	933.7	46.7
6 Cuadrado	21.25	8	234	114.3	168.9	3.68	0.12	928.2	46.4
7 Triangulo	17.25	6	172	116.7	165.3	4.90	1.60	1146.7	57.3
8 Triangulo	17.25	8	166	123.6	156.1	4.79	0.01	824.5	41.2
9 Triangulo	19.25	8	210	116.6	165.6	4.02	0.78	1043.0	52.2
10 Triangulo	21.25	8	260	110.1	175.4	3.43	0.37	1031.3	51.6

CUADRO N° 5.1

Del cuadro anterior puede verse que la alternativa más óptima es la NQ 8 y la cual tiene las siguientes características:

Arreglo = 3 (triangular)

do = 3/4 "] Tubo de cobre - Tipo "K"
di = 0.652"	

Paso = 1 "

DI = 17.25 "

NQ de Pasos = 8

NQ de Tubos = 166

Espaciado de deflectores = 17.25 "

Coefficiente global limpio = 133.1 BTU/hr-pie²-°F

Coefficiente global sucio = 123.6 BTU/hr-pie²-°F

Area de transf. calor = 156.1 pie²

Diferencia verdadera de temperaturas = 14.6 °F

Longitud de tubos = 4.8 pies

ΔP - tubos = 2.6 lb/pul²

ΔP - coraza = 0 lb/pul²

Velocidad del agua en los tubos = 156.3 pies/min

C = 0.0383

```

10 REM CALCULO DE UN CONDENSADOR PARA UNA CAPACIDAD DE 20 TON DE
20 REM REFRIGERACION
30 REM *****
40 REM CODIFICACION DE NOMBRE DE VARIABLES
50 REM *****
60 REM PROPIEDADES DEL AGUA
70 REM
80 REM A= TEMPERATURA (F)
90 REM B= VISCOSIDAD (LB/PIE-HR)
100 REM C= DENSIDAD (LB/PIE3)
110 REM D= CALOR ESPECIFICO (BTU/LB-F)
120 REM E= NUMERO DE PRANDTL (ADIM.)
130 REM
140 REM
150 REM PROPIEDADES DEL FREON-12 (LIQUIDO SATURADO)
160 REM
170 REM F= TEMPERATURA
180 REM G= VISCOSIDAD
190 REM H= DENSIDAD
200 REM I= CONDUCTIVIDAD TERMICA (BTU/HR-PIE-F)
210 REM
220 REM PROPIEDADES DEL FREON-12 (VAPOR SATURADO)
230 REM
240 REM J= TEMPERATURA
250 REM K= VISCOSIDAD
260 REM L= DENSIDAD
270 REM
280 REM ENTRADA DE DATOS MISCELANEOS
290 REM
300 REM M(1)= FLUJO MASICO DEL AGUA (LB/HR)
310 REM M(2)= FLUJO MASICO DEL F-12
320 REM M(3)= CALOR ESPECIFICO PROMEDIO DEL AGUA
330 REM M(4)= CALOR TOTAL A INTERCAMBIAR (BTU/HR)
340 REM M(5)= TEMPERATURA SATURADA DE CONDENSACION
350 REM M(6)= CALOR LATENTE DE CONDENSACION (BTU/LB)
360 REM M(7)= GRAVEDAD TERRESTRE (PIE/HR.CUAD.)
370 REM M(8)= RESISTENCIA POR ENSUCIAMIENTO DEL AGUA (HR-PIE.CUAD.-F/BTU)
380 REM M(9)= RESISTENCIA POR ENSUCIAMIENTO DEL F-12
390 REM M(10)= VOLUMEN ESPECIFICO LIQUIDO DEL F-12 (PIE.CUB./LB)
400 REM M(11)= VOLUMEN ESPECIFICO VAPOR DEL F-12
410 REM M(12)= DIFERENCIA DE VOLUMENES ESPECIFICOS
420 REM M(13)= INTERVALOS DESEADOS A ITERAR (ADIM.)
430 REM M(14)= TEMPERATURA DE INGRESO DEL AGUA
440 REM M(15)= TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA
450 REM
460 REM N(1)= ARREGLO DE LOS TUBOS (ADIM.)
470 REM N(2)= DIAMETRO EXTERNO DEL TUBO (PULG.)
480 REM N(3)= DIAMETRO INTERNO DEL TUBO (PULG.)
490 REM N(4)= PASEO ENTRE LOS TUBOS (PULG.)
500 REM N(5)= DIAMETRO INTERNO DE LA CORAZA (PULG.)
510 REM N(6)= NUMERO DE PASOS EN LOS TUBOS (ADIM.)
520 REM N(7)= NUMERO DE TUBOS
530 REM N(8)= ESPACIADO DE LOS DEFLECTORES DE LA CORAZA (PULG.)
540 REM
550 REM VARIABLES A CALCULAR
560 REM
570 REM F(I)= TEMPERATURAS EN EL PRIMER PASO
580 REM Q(I)= TEMPERATURAS EN EL SEGUNDO PASO
590 REM R(I)= COEF. GLOBAL DE TRANSF. DE CALOR EN EL INTERVALO (LIMPIO)
600 REM S(I)= AREA REQUERIDA EN EL INTERVALO (LIMPIA)
610 REM T(I)= COEF. GLOBAL DE TRANSF. DE CALOR EN EL INTERVALO (SUCIO)
620 REM U(I)= AREA REQUERIDA EN EL INTERVALO (SUCIA)
630 REM
640 REM W(1)= RESIST. POR ENSUC. DEL AGUA REFERIDA AL EXTERIOR
650 REM W(2)= RESIST. COMBINADA POR ENSUCIAMIENTO
660 REM W(3)= CALOR A INTERCAMBIAR EN EL INTERVALO DADO
670 REM W(4)= AREA DE FLUJO PARA EL AGUA (PIE.CUAD.)
680 REM W(5)= MASA VELOCIDAD DEL AGUA (LB/HR-PIE.CUAD.)
690 REM W(6)= NUMERO PROMEDIO DE FILAS DE TUBOS
700 REM W(9)= CALOR REMANENTE POR COMPUTAR

```

```

710 REM W(13)= MLDT PARA EL INTERVALO CONSIDERADO
720 REM W(14)= TEMP. PROMEDIO DEL AGUA EN EL INTERVALO
730 REM W(16)= CALOR ESPECIFICO PROMEDIO DEL AGUA EN EL INTERVALO
740 REM W(17)= TEMP. DE PARED CALCULADA PARA EL INTERVALO
750 REM W(18)= TEMP. DE PARED SUPUESTA PARA EL INTERVALO
760 REM W(19)= TEMP. DE PELICULA DEL AGUA EN EL INTERVALO
770 REM W(22)= VISCOSIDAD PROMEDIO DEL AGUA EN EL INTERVALO
780 REM W(23)= NUMERO DE PRANDTL PROMEDIO DEL AGUA EN EL INTERVALO
790 REM W(24)= NUMERO DE REYNOLDS PARA EL AGUA
800 REM W(25)= COEF. TRANSF. CALOR PARA EL AGUA (BTU/HR-PIE.CUAD.-F)
810 REM W(26)= COEF. TRANSF. CALOR PARA EL AGUA REFERIDA AL EXTERIOR
820 REM W(27)= TEMP. DE PELICULA DEL F-12
830 REM W(30)= CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL F-12 EN EL INTERVALO
840 REM W(31)= VISCOSIDAD DEL F-12 EN EL INTERVALO
850 REM W(32)= DENSIDAD PROMEDIO DEL F-12 EN EL INTERVALO
860 REM W(34)= COEF. DE TRANSF. CALOR PARA EL F-12
870 REM W(35)= AREA TOTAL DE TRANSF. DE CALOR (LIMPIA) (PIE.CUAD.)
880 REM W(36)= AREA TOTAL DE TRANSF. CALOR. (SUCIA)
890 REM W(38)= COEF. GLOBAL TRANSF. CALOR (LIMPIO)
900 REM W(40)= COEF. GLOBAL TRANSF. CALOR (SUCIO)
910 REM W(41)= MLDT GLOBAL
920 REM W(42)= LONGITUD DE LOS TUBOS (PIES)
930 REM W(43)= TEMP. PROMEDIO DEL AGUA (GLOBAL)
940 REM W(46)= VISCOSIDAD PROMEDIO DEL AGUA (GLOBAL)
950 REM W(47)= DENSIDAD PROMEDIO DEL AGUA (GLOBAL)
960 REM W(48)= NUMERO DE REYNOLDS PARA EL AGUA
970 REM W(51)= CAIDA DE PRESION PARA EL AGUA (LB/PULG.CUAD.)
980 REM W(54)= VISCOSIDAD PROMEDIO DEL F-12
990 REM W(55)= DENSIDAD PROMEDIO DEL F-12
1000 REM W(56)= AREA TRANSVERSAL DE FLUJO EN LA CORAZA (PIE CUAD.)
1010 REM W(57)= MASA VELOCIDAD DEL F-12
1020 REM W(58)= DIAMETRO EQUIVALENTE PARA LA CORAZA (PULG.)
1030 REM W(59)= NUMERO DE REYNOLDS DEL FREON-12
1040 REM W(61)= CAIDA DE PRESION PARA EL F-12
1050 REM W(64)= HUMEDAD PROMEDIO EN LA CORAZA DEL F-12 (ADIM.)
1060 REM W(65)= RAZON ENTRE LA ALTURA DE LLENADO DEL CONDENSADO DEL
1070 REM F-12 Y EL DIAMETRO INTERNO DE LA CORAZA
1080 REM W(66)= VELOCIDAD DEL AGUA (PIE/MIN.)
1100 ' DESARROLLO DEL PROGRAMA
1110 '
1115 LPRINT CHR$(15) : WIDTH "LPT1:" , 250
1120 DIM N(15),P(15),Q(15),R(15),S(15),T(15),U(15),W(66)
1125 DIM A(10),B(10),C(10),D(10),E(10),F(10),G(10),H(10)
1128 DIM I(10),J(10),K(10),L(10)
1130 FOR V= 1 TO 9
1140 READ A(V),B(V),C(V),D(V),E(V)
1150 NEXT V
1160 FOR V= 1 TO 7
1170 READ F(V),G(V),H(V),I(V)
1180 NEXT V
1190 FOR V=1 TO 7
1200 READ J(V),K(V),L(V)
1210 NEXT V
1220 FOR V= 1 TO 15
1230 READ M(V)
1240 NEXT V
1670 LPRINT TAB(5)"ARREG"TAB(15)"D.EXT"TAB(25)"D.INT"TAB(35)"PASO"TAB(45)"D.CORA
Z"TAB(60)"N.PASES"TAB(75)"N.TUBOS"TAB(90)"DIST.DEFL"TAB(105)"UC"TAB(115)"UD"TAB
(125)"AREA"TAB(137)"DT"TAB(146)"LONG" TAB(155)"DPT" TAB(165)"DFC" TAB(175)"VELOC
." TAB(187)"C"
1690 LPRINT
1700 LPRINT

```

```

1710 FOR V=1 TO 8
1720 READ N(V)
1730 NEXT V
1740 IF N(1)=0 THEN GOTO
1750 W(1)=M(6)*N(2)/N(3)
1760 W(2)=M(9)+W(1)
1770 W(3)=M(4)/M(13)
1780 W(4)=(N(7)/193.347)*N(5)^2/N(6)
1790 W(5)=M(1)/W(4)
1800 W(6)=N(7)/(N(5)/N(4))
1810 W(7)=M(13)+1
1820 FOR WB=2 TO W(7)
1830 W(9)=M(4)*(1-(WB-1)/M(13))
1840 W(10)=2*M(5)-W(9)/M(1)/M(3)
1850 P(WB-1)=M(14)
1860 Q(WB-1)=M(15)
1870 W(11)=(W(9)/M(1)/M(3)-M(5))*M(5)+(M(5)-P(WB-1))*M(5)-Q(WB-1)
1880 P(WB)=(W(10)-SQR(W(10)^2+4*M(11)))/2
1890 Q(WB)=P(WB)+W(9)/M(1)/M(3)
1900 W(12)=(Q(WB-1)-P(WB-1)-(Q(WB)-P(WB)))/2
2000 W(13)=(W(12)/(LOG(M(5)-P(WB-1))/(M(5)-P(WB))))
2010 W(14)=(P(WB-1)+Q(WB-1)+P(WB)+Q(WB))/4
2020 W(15)=0
2030 W(15)=W(15)+1
2040 IF (A(W(15))-W(14)) < 0 THEN GOTO
2050 W(16)=(W(14)-W(15))/(A(W(15)-1)-A(W(15)))*(D(W(15))-1-D(W(15)))+D(W(15))
2060 W(17)=M(5)-.75*(M(5)-W(14))
2070 W(18)=W(17)
2080 W(19)=(W(18)+W(14))/2
2090 W(20)=0
2100 W(20)=W(20)+1
2110 IF (A(W(20))-W(19))<0 THEN GOTO
2120 W(21)=(W(19)-A(W(20)))/(A(W(20))-1)-A(W(20))
2130 W(22)=W(21)*(B(W(20))-1)-B(W(20))+B(W(20))
2140 W(23)=W(21)*(E(W(20))-1)-E(W(20))+E(W(20))
2150 W(24)=(M(5)*W(5))/W(22)/12
2160 W(25)=(1.025*(16)*W(5))/W(23)^(2/3)/W(24)^(1.2)
2170 W(26)=W(25)*(M(5)/N(2))
2180 W(27)=M(5)-.75*(M(5)-W(18))
2190 W(28)=0
2200 W(28)=W(28)+1
2210 IF (F(W(28))-W(27))<0 THEN GOTO
2220 W(29)=(W(27)-F(W(28)))/(F(W(28))-1)-F(W(28))
2230 W(30)=W(29)*(I(W(28))-1)-I(W(28))+I(W(28))
2240 W(31)=W(29)*(G(W(28))-1)-G(W(28))+G(W(28))
2250 W(32)=W(29)*(H(W(28))-1)-H(W(28))+H(W(28))
2260 W(33)=(W(30)-3)*(W(32)-2)*M(7)/W(31)
2270 W(34)=.7*(W(33)*M(6))/W(5)/(N(2)/12)/(M(5)-W(18))^(1.25)
2280 W(17)=W(17)-4*(W(34)/W(26)+W(34))*(M(5)-W(14))
2290 IF ABS(T*(W(17)+100)-INT(W(18)+100)) < 0 THEN GOTO
2300 R(WB)=(W(34)+W(25))/(W(34)+W(26))

```

```

2310 S(WB)=W(3)/R(WB)/W(13)
2320 T(WB)=R(WB)/(1+R(WB)*W(2))
2330 U(WB)=W(3)/T(WB)/W(13)
2340 NEXT WB
2350 W(35)=0
2360 FOR V=2 TO W(7)
2370 W(35)=W(35)+S(V)
2380 NEXT V
2390 W(36)=0
2400 FOR V=2 TO W(7)
2410 W(36)=W(36)+U(V)
2420 NEXT V
2430 W(37)=0
2440 FOR V=2 TO W(7)
2450 W(37)=W(37)+R(V)*S(V)
2460 NEXT V
2470 W(38)=W(37)/W(35)
2480 W(39)=0
2490 FOR V=2 TO W(7)
2500 W(39)=W(39)+T(V)*U(V)
2510 NEXT V
2520 W(40)=W(39)/W(36)
2530 W(41)=M(41)/W(40)/W(36)
2540 W(42)=(3.8197*W(36))/(N(7)*W(2))
2550 W(43)=(P(1)+Q(1))/2
2560 W(44)=0
2570 W(44)=W(44)+1
2580 IF (A(W(44))-W(43))<0 THEN 2570
2590 W(45)=(W(43)-A(W(44)))/(A(W(44))-1)-A(W(44))
2600 W(46)=W(45)*B(W(44))-B(W(44))+B(W(44))
2610 W(47)=W(45)*C(W(44))-1-C(W(44))+C(W(44))
2620 W(48)=(N(3)*W(5))/W(46)/12
2630 W(49)=.381*(1/W(48))^(1.248)
2640 W(50)=1+N(3)/W(49)/W(42)/3
2650 W(51)=W(50)*W(49)*W(42)*W(5)^2/N(3)/W(47)/1E+10
2660 W(52)=0
2670 W(52)=W(52)+1
2680 IF (J(W(52))-W(5))<0 THEN 2670
2690 W(53)=(W(5)-J(W(52)))/(J(W(52))-1)-J(W(52))
2700 W(54)=W(53)*K(W(52))-1-K(W(52))+K(W(52))
2710 W(55)=W(53)*L(W(52))-1-L(W(52))+L(W(52))
2720 W(56)=W(5)*N(4)-N(2)*N(8)/N(4)/144
2730 W(57)=M(2)/W(56)
2740 IF N(1)=3 THEN 2770
2750 W(58)=(1.2732/N(2))*N(4)^2-N(2)^2/1.2732
2760 GOTO 2780
2770 W(58)=(2.5465/N(2))*N(4)^2/2.5094-N(2)^2/2.5465
2780 W(59)=W(58)*W(57)/W(54)/12
2790 W(60)=1.757*(1/W(59))^(1.19)
2800 W(61)=W(60)*W(42)*N(5)*W(57)^2/N(8)*W(59)/W(55)/2E+10
2810 W(62)=(Q(1)-P(1))/W(41)
2820 W(63)=(W(5)-P(1))/(Q(1)-P(1))

```



```

2830 W(64)=(2/W(62))*((1+W(62)/2+2*W(53))*(EXP(-W(62)/2)-1))
2840 W(65)=-.7654*W(64)*M(10)/(M(11)-W(64)*M(12))
2850 W(66)=W(5)/3750
2860 DEF FNA(X)=INT(X*10+.5)/10
2870 DEF FNB(Y)=INT(Y*100+.5)/100
2880 DEF FNC(Z)=INT(Z*10000+.5)/10000
2890 LPRINT TAB(5)N(1)TAB(15)N(2)TAB(25)N(3)TAB(35)N(4)TAB(47)N(5)TAB(61)N(6)TAB
(76)N(7)TAB(92)N(8)TAB(102)FNA(W(38))TAB(112)FNA(W(40))TAB(124)FNA(W(36))TAB(135
)FNA(W(41))TAB(145)FNB(W(42))TAB(155)FNA(W(51))TAB(165)FNA(W(61))TAB(175)FNA(W(6
6))TAB(185);
2900 LPRINT TAB(185) FNC(W(65))
2920 GOTO 1710
2930 '
2935 '
2940 DATA 32 , 4.32 , 62.4 , 1.01 , 13.7
2945 DATA 40 , 3.744 , 62.4 , 1 , 11.6
2950 DATA 50 , 3.168 , 62.4 , 1 , 9.55
2955 DATA 60 , 2.736 , 62.3 , .999 , 8.03
2960 DATA 70 , 2.3688 , 62.3 , .998 , 6.82
2965 DATA 80 , 2.0808 , 62.2 , .998 , 5.89
2970 DATA 90 , 1.8504 , 62.1 , .997 , 5.18
2975 DATA 100 , 1.6488 , 62 , .998 , 4.52
2980 DATA 150 , 1.0512 , 61.2 , 1 , 2.74
2985 '
2990 '
2995 DATA 20 , .687 , 88.529 , .0467
3000 DATA 40 , .62 , 86.296 , .0443
3005 DATA 60 , .564 , 83.944 , .042
3010 DATA 80 , .517 , 81.45 , .0397
3015 DATA 100 , .477 , 78.785 , .0373
3020 DATA 120 , .441 , 75.906 , .035
3025 DATA 140 , .409 , 72.748 , .0328
3030 '
3035 '
3040 DATA 20 , .0297 , .91006
3045 DATA 40 , .0291 , 1.2927
3050 DATA 60 , .0301 , 1.7909
3055 DATA 80 , .0311 , 2.431
3060 DATA 100 , .0324 , 3.2474
3065 DATA 120 , .0339 , 4.267
3070 DATA 140 , .0359 , 5.6184
3075 '
3080 '
3085 DATA 28200 , 4967.5 , 1 , 282E3 , 105 , 55.132 , 4.17E3 , 5E-4 , 0
3090 DATA .012806 , .28701 , .274204 , 5 , 85 , 95

```

ARREG	D-EXT	D-INT	PASO	D-CORAZA	M-PASES	M-TUBOS	DIST-DEFL	UC	UD	AREA	DT	LONG	DPT	BPC	VELOC. C
	Pulg.	Pulg.	Pulg.	Pulg.			Pulg.	Btu/hr- Pie ² -F	Btu/hr- Pie ² -F	Pie ²	Grad F	Pies	Psi	Psi	ppm
Cuadrado	.75	.652	1	17.25	4	158	17.25	118.9	111.3	173.5	14.6	5.59	.4	0	82.1
Cuadrado	.75	.652	1	17.25	6	150	17.25	131.7	122.4	157.6	14.6	5.35	1.4	0	129.7
Cuadrado	.75	.652	1	17.25	8	142	17.25	140.6	130.1	148.4	14.6	5.32	3.6	0	182.7
Cuadrado	.75	.652	1	19.25	2	220	19.25	84	80.1	241	14.6	5.58	0	0	29.5
Cuadrado	.75	.652	1	19.25	4	204	19.25	108.8	102.4	188.5	14.6	4.7	.2	0	63.6
Cuadrado	.75	.652	1	19.25	6	192	19.25	122.5	114.4	168.7	14.6	4.47	.8	0	101.4
Cuadrado	.75	.652	1	19.25	8	188	19.25	130.1	121.1	159.4	14.6	4.32	1.9	0	138
Cuadrado	.75	.652	1	21.25	2	270	21.25	76.3	73.1	264	14.6	4.98	0	0	24
Cuadrado	.75	.652	1	21.25	4	246	21.25	101.9	96.2	200.5	14.6	4.15	.2	0	52.7
Cuadrado	.75	.652	1	21.25	6	240	21.25	114.2	107.1	180.1	14.6	3.82	.5	0	81.1
Cuadrado	.75	.652	1	21.25	8	234	21.25	122.3	114.3	168.9	14.6	3.68	1.2	0	110.9
Triangulo	.75	.652	1	17.25	2	196	17.25	87.8	83.5	231	14.6	6	0	0	33.1
Triangulo	.75	.652	1	17.25	4	178	17.25	113.2	106.2	181.7	14.6	5.2	.3	0	72.9
Triangulo	.75	.652	1	17.25	6	172	17.25	125.1	116.7	165.3	14.6	4.9	1.1	0	113.1
Triangulo	.75	.652	1	19.25	8	166	17.25	133.1	123.6	156.1	14.6	4.79	2.6	0	156.3
Triangulo	.75	.652	1	19.25	2	250	19.25	78.5	75.1	256.8	14.6	5.23	0	0	25.9
Triangulo	.75	.652	1	19.25	4	226	19.25	104.1	98.2	198.5	14.6	4.43	.2	0	57.4
Triangulo	.75	.652	1	19.25	6	216	19.25	117	109.6	176.1	14.6	4.15	.6	0	90.1
Triangulo	.75	.652	1	19.25	8	210	19.25	124.9	116.6	165.6	14.6	4.02	1.5	0	123.6
Triangulo	.75	.652	1	21.25	2	302	21.25	71.8	69	279.9	14.6	4.72	0	0	21.5
Triangulo	.75	.652	1	21.25	4	278	21.25	96.4	91.3	211.3	14.6	3.87	.1	0	46.7
Triangulo	.75	.652	1	21.25	6	272	21.25	108.5	102.1	189	14.6	3.54	.4	0	71.5
Triangulo	.75	.652	1	21.25	8	260	21.25	117.5	110.1	175.4	14.6	3.43	1	0	99.8

CUADRO NO 5.2

5.2 CALCULO Y DISEÑO MECANICO

5.2.1 ALTURA DE LLENADO DEL LIQUIDO CONDENSADO

Bajo las condiciones de operación descritas, la coraza será inundada por el líquido que se está condensando en un nivel que estará definido por el factor "C" que lo relaciona con el diámetro interno de la coraza. Así pues tenemos:

$$C = 0.0383$$

$$D_i = 438 \text{ mm} \quad (17 \frac{1}{4} \text{ pulg})$$

También sabemos que el factor "C" está definido por la Ec. 2.123 como sigue:

$$C = \frac{\pi \arccos(1 - 2h/D_i)}{720} - \frac{1}{4} \left(1 - 2 \frac{h}{D_i}\right) \sqrt{1 - \left(1 - 2 \frac{h}{D_i}\right)^2}$$

haciendo los cálculos de prueba y error correspondientes obtenemos:

$$\frac{h}{D_i} = 0.0936$$

De aquí el valor de "h" estará dado por:

$$\begin{aligned} h &= 0.09566 \times D_i = 0.0936 \times 438 \\ &= 41 \text{ mm} \end{aligned}$$

De aquí podemos concluir que ningún tubo deberá ubicarse en la zona que ocupará el líquido que se está condensando puesto que ésto disminuirá la superficie de transferencia de calor.

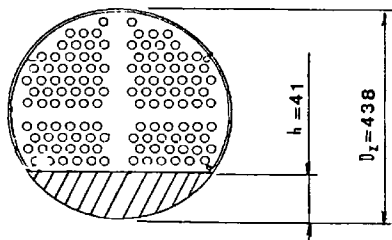


Fig. 5.1

5.2.2 CRITERIOS PARA EL USO DE JUNTAS DE EXPANSION

Cuando los esfuerzos que se ejercen sobre la coraza o los tubos de un intercambiador de calor con placa fija de tubos calculados con las siguientes fórmulas son menores que los esfuerzos permisibles del material de la coraza y los tubos, el intercambiador no necesitará una junta de expansión. Estas fórmulas son (Ref. 36):

$$f_c = \frac{-F_1 + F_2}{A_c} \quad \text{y} \quad f_r = \frac{F_1 + F_3}{A_r}$$

Donde:

$$F_1 = \frac{\delta A_c A_r E_c E_r}{l (A_c E_c + A_r E_r)}$$

$$\delta = [\alpha_c (T_c - T_o) - \alpha_r (T_r - T_o)] l$$

$$F_2 = \frac{Q A_c E_c}{A_c E_c + A_r E_r}$$

$$Q = \frac{\pi}{400} (D^2 - n d^2) P_c + \frac{\pi}{400} n (d - 2 T_r)^2 P_r$$

$$F_3 = \frac{Q A_T E_T}{A_C E_C + A_T E_T}$$

f_c = esfuerzo ejercido sobre la coraza, Kg/mm²

T = esfuerzo ejercido sobre los tubos, Kg/mm²

A_C = área seccional de la coraza, mm²

A_T = área seccional de los tubos, mm²

F_1 = fuerza ejercida debido a la diferencia de temperaturas entre la coraza y los tubos, Kg

F_2 = fuerza ejercida sobre la coraza debido a presiones del lado de la coraza y del lado de los tubos, Kg

F_3 = fuerza ejercida sobre los tubos debido a presiones sobre el lado de la coraza y lado de los tubos, Kg

α_C, α_T = coeficientes de expansión lineal del material de la coraza y de los tubos a sus temperaturas correspondientes, 1/°C

T_C, T_T = temperaturas de la coraza y los tubos bajo condiciones de operación, °C

E_C, E_T = módulos de elasticidad de los materiales de la coraza y los tubos, Kg/mm²

l = longitud de los tubos entre placas a la temperatura ambiente, mm.

P_C, P_T = presión de diseño sobre el lado de la coraza y sobre el lado de los tubos, Kg/cm²

[fc], [fr] = esfuerzos permisibles de los materiales de la coraza y los tubos, Kg/mm²

D, d = diámetro interno de la coraza y externo de los tubos respectivamente, mm

tc, tr = espesor de pared de la coraza y de los tubos, mm

n = número de tubos

Para nuestro caso tenemos:

$$\alpha_c = 11.05 \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$$

$$t = 14.81 \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$$

$$T_c = 41 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

$$T_r = 34 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

$$E_c = 19,500 \text{ Kg/mm}^2$$

$$E_r = 11,100 \text{ Kg/mm}^2$$

$$P_c = 8.9 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_r = 3.5 \text{ Kg/cm}^2$$

$$[fc] = 8.9 \text{ Kg/cm}^2$$

$$[fr] = 4.65 \text{ Kg/mm}^2$$

$$D = 438 \text{ mm}$$

$$d = 19 \text{ mm}$$

$$tc = 4 \text{ mm}$$

$$tr = 1.24 \text{ mm}$$

$$l = 1,450 \text{ mm}$$

$$n = 166$$

Según esto tenemos:

$$A_c = \pi tc (D + tc)$$

$$= \pi \times 4 \times (438 + 4) = 5,554 \text{ mm}^2$$

$$A_r = \pi tr (d - tr) n$$

$$= \pi \times 1.24 \times (19 - 1.24) \times 166 = 11,485 \text{ mm}^2$$

$$\delta = [11.05 \times 10^{-6} \times (41-20) - 14.81 \times 10 \times (34-20)] 1450$$

$$= 0.036 \text{ mm}$$

$$F_1 = \frac{0.036 \times 5,554 \times 11,485 \times 19,500 \times 11,100}{1,450 (5,554 \times 19,500 + 11,485 \times 11,100)}$$

$$= 1454 \text{ Kg}$$

$$Q = \frac{\pi}{400} [(438^2 - 166 \times 19^2) 8.9 + 166 (19 - 2 \times 1.24)^2 \cdot 3.5]$$

$$= 10,466 \text{ Kg}$$

$$F_2 = \frac{10,466 \times 5,554 \times 19,500}{5,554 \times 19,500 + 11,485 \times 11,100}$$

$$= 4,807 \text{ Kg}$$

$$F_3 = \frac{10,466 \times 11,485 \times 11,100}{5,554 \cdot 19,500 + 11,485 \times 11,100}$$

$$= 5,660 \text{ Kg}$$

$$f_c = \frac{1,454 + 4,807}{5,554} = 0.6 \text{ Kg/mm}^2$$

$$f_r = \frac{1,454 + 5,660}{11,485} = 0.62 \text{ Kg/mm}^2$$

Según esto tenemos:

$$f_c \ll [f_c] \quad \text{y} \quad f_r \ll [f_r]$$

De lo anterior concluimos que no será necesario el uso de una junta de expansión.

5.2.3 EFFECTOS DE VIBRACION

A) FRECUENCIA NATURAL DE LOS TUBOS

Como hemos visto la frecuencia natural de los tubos puede encontrarse con la siguiente expresión (Ec. 2.2):

$$f_N = \frac{C}{L^2} \sqrt{\frac{E I_G}{W}}$$

Para nuestro caso tenemos:

$$E = 11,250 \text{ Kg/mm}^2 \quad (\text{Tubos de Cobre})$$

$$g = 9,810 \text{ mm/seg}^2$$

$$I = \frac{\pi}{64} (d_o^4 - d_i^4)$$

$$= \frac{\pi}{4} (19^4 - 16.6^4) = 2,670 \text{ mm}^4$$

$$W = (\gamma A)_{\text{interior}} + (\gamma A)_{\text{tubo}} + (\gamma A)_{\text{exterior}}$$

$$= \gamma_{H_2O} \frac{\pi}{4} d_i^2 + \gamma_T \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2) + \gamma_{F-12} \frac{\pi}{4} d_o^2$$

$$= 10^{-6} \times \pi/4 (16.6)^2 + 8.9 \times 10^{-6} \times \pi/4 (19^2 - 16.6^2) + 0.0558 \times 10^{-6} \times \pi/4 \times 19^2$$

$$= 830 \times 10^{-6} \text{ Kg/mm}$$

$$L = 725 \text{ mm (estado crítico - Fig. 5.2)}$$

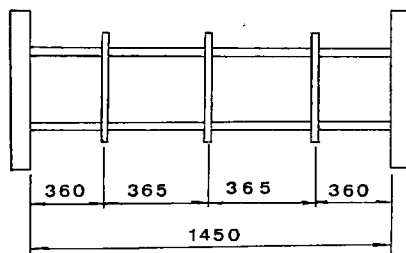


Fig. 5.2

Según la Ec. 2.3 para dos tramos ($n = 2$) tenemos:

$$C = \frac{\pi}{2} \left(\frac{0.57}{n} + 0.95 \right)^2$$

$$= \frac{\pi}{2} \left(\frac{0.57}{2} + 0.95 \right)^2 = 2.396$$

La frecuencia natural será:

$$f_N = \frac{2.396}{(725)^2} \sqrt{\frac{11.250 \times 2.670 \times 9.810}{830 \times 10^{-6}}}$$

$$= 86 \text{ ciclos/seg}$$

B) FRECUENCIA DE LAS FUERZAS DE EXITACION

Esta frecuencia se calcula con el número de STROUHAL el cual se definió en la Ec. 2.1 y con la cual tendremos:

$$f = \frac{S \cdot V}{d_o}$$

Para este caso tendremos:

$$S = 0.3 \text{ (en términos conservadores)}$$

$$d_o = 19 \text{ mm}$$

$$V = m / 3,600 \rho \text{ Ac}$$

Donde:

V = velocidad en la coraza, m/seg

m = flujo en la coraza, Kg/hr

ρ = densidad del fluido, Kg/m³

Ac = área de flujo, m²

$$= \frac{D (P - d_o) B}{P} \times 10^{-6}$$

D = diámetro interno de coraza, mm

P = paso de los tubos, mm

d_o = diámetro externo del tubo, mm

B = espaciado de los deflectores, mm

Para nuestro caso tenemos:

$$A_c = \frac{438 (25.4 - 19) 360}{25.4} \times 10^{-6}$$

$$= 39,730 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$V = \frac{2,253}{3,600 \times 55.8 \times 39,730 \times 10^{-6}}$$

$$= 0.282 \text{ m/seg}$$

finalmente la frecuencia será:

$$f = \frac{0.3 \times 282}{19} = 4.5 \text{ ciclos/seg}$$

La relación con la frecuencia natural será:

$$\frac{f}{f_N} \times 100 = \frac{4.5}{86} \times 100 = 5.2 \ll 75 \%$$

De esto último concluiremos que la vibración de los tubos no será un problema para este intercambiador.

Como ya se dijo, a continuación mostraremos el resumen del resto de cálculos:

5.2.4 CORAZA

$$\text{Espesor de plancha} = 4 \text{ mm}$$

5.2.5 PLACA DE TUBOS

$$\text{Espesor de plancha} : 25 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro de los agujeros} : 19.25 \text{ mm}$$

5.2.6 PERNOS PARA LA PLACA DE TUBOS

R = 21 mm E = 16 mm

16 Pernos de 1/2 " ϕ

Espaciado angular : 22.5°

Diámetro de los agujeros
para los pernos : 16 mm

5.2.7 PLACAS DEFLECTORAS

Espesor : 5 mm

Diámetro de los agujeros
para los tubos : 20 mm

Diámetro de la placa : 434 mm

Espaciado (Fig. 5.2)

5.2.8 TOBERAS

Coraza - ingreso : Tubos 2" ϕ STD

Coraza - salida : Tubos 1" ϕ STD

Tubos - ing/sal : tubos 2" ϕ STD

5.2.9 VARILLAS TENSADORAS Y ESPACIADORES

6 Varillas - 3/8 " ϕ

Espaciadores : Tubos 3/8" ϕ STD

5.2.10 CANALES DEL INTERCAMBIADOR

Espesor de plancha : 4 mm

Espesor de cubierta : 20 mm

Espesor de placas divisorias : 6.4 mm

CAPITULO 6

ESPECIFICACIONES TECNICAS

Este capítulo trata sobre las características de funcionamiento de los equipos tanto en forma individual como en conjunto formando así el sistema completo de refrigeración. Podrá apreciarse la variación e influencia de algunos parámetros sobre cada equipo y a su vez la proyección que tienen éstos entre ellos mismos cuando funcionan en conjunto. (Para obtener estas características es necesario hacer una ligera modificación a los programas que calculan el evaporador y el condensador)

EVAPORADOR

El cuadro N^o 1 fue desarrollado para el caudal de agua de diseño (181.51 lt/min). Aquí puede verse como la temperatura de entrada del agua afecta la capacidad y los demás parámetros, por ejemplo, para una temperatura de evaporación de 32 °F un aumento en la diferencia de temperaturas conlleva a un aumento en el coeficiente global y por ende a un aumento en la capacidad de refrigeración. Del mismo modo los cuadros del N^o 2 al N^o 6

muestran estos mismos resultados pero para diferentes caudales.

En las gráficas del N^o 1 al N^o 3 estan plasmadas algunas de estas características.

CONDENSADOR

El cuadro N^o 7 fue desarrollado para el caudal de agua de diseño (213.28 lt/min). Aquí también puede verse como la temperatura de entrada del agua afecta la capacidad y los demás parámetros, por ejemplo, para una temperatura de condensación de 105 °F un aumento en la diferencia de temperaturas conlleva (a diferencia del evaporador) a una disminución del coeficiente global pero a un aumento en la capacidad de condensación.

Así también los cuadros del N^o 8 al N^o 13 muestran estas mismas características pero para otros caudales.

Los gráficos del N^o 4 al N^o 9 muestran algunas características propias de este equipo.

COMPRESOR

En el gráfico N^o 10 se muestran las características de funcionamiento de un compresor alternativo FLASCOLD C3300 para refrigerante 12 trabajando a la velocidad de 846 RPM. Puede verse como a una dada temperatura de condensación, la capacidad aumenta al aumentar la temperatura de evaporación.

El gráfico N^o 11 muestra el factor de corrección que es necesario aplicar al gráfico N^o 10 para obtener las características de funcionamiento del compresor a otras velocidades.

UNIDAD DE CONDENSACION

Las características de funcionamiento del condensador y del compresor pueden combinarse para obtener como resultante una sola unidad a la que se conoce como "Unidad de Condensación". De este modo el gráfico N^o 12 muestra la combinación de los gráficos N^o 4 y N^o 10 dando como resultado la curva de funcionamiento de la unidad condensadora la cual se muestra en el gráfico N^o 13.

FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA

El equilibrio que existirá entre los equipos del sistema de refrigeración pueden apreciarse en los gráficos del N^o 14 al N^o 16. El gráfico N^o 14 nos muestra la combinación de las curvas del Evaporador con la de la Unidad de Condensación, y cuyos puntos de intersección representan los puntos de funcionamiento del Sistema Total. Estos puntos indican la capacidad de refrigeración y la temperatura del evaporador a la que el sistema tenderá mientras se mantengan las condiciones primarias que se tomaron como base.

El gráfico N^o 15 muestra, para una temperatura del agua a la entrada del evaporador, la variación de la capacidad del sistema para una variación del caudal de agua.

En el gráfico N^o 16 puede obtenerse la temperatura que tendrá el agua a la salida del evaporador para una temperatura de entrada y para el caudal de diseño (181.5 lt/min).

CAUDAL	TEMP. ENT	TEMP. SAL	TEMP. EVAP	CAPACIDAD	UC	UD	DT
lt/min	GRAD. F	GRAD. F	GRAD. F	TONS	BTU/HR- PIE ² -F	BTU/HR- PIE ² -F	GRAD. F
181.51	42	24.8	12	34.4	148.7	138.5	20.2
181.51	42	28.7	17	26.5	130.9	122.9	17.5
181.51	42	32.4	22	19.1	111.5	105.6	14.7
181.51	42	36	27	11.9	85.6	82.1	11.8
181.51	42	39.4	32	5.3	50.8	49.6	8.600001
181.51	42	41.7	37	.6	10.9	10.8	4.8
181.51	47	29.7	17	34.5	149.5	139.1	20.1
181.51	47	33.5	22	27	134.7	126.2	17.4
181.51	47	37.2	27	19.5	115.2	108.9	14.6
181.51	47	40.9	32	12.2	88.7	85	11.7
181.51	47	44.3	37	5.5	53.3	51.9	8.600001
181.51	47	46.6	42	.7	11.9	11.8	4.8
181.51	52	34.4	22	35.1	154	143	19.9
181.51	52	38.2	27	27.5	138.8	129.8	17.2
181.51	52	42	32	20	118.8	112.1	14.4
181.51	52	45.7	37	12.6	92.2	88.1	11.6
181.51	52	49.2	42	5.7	55.9	54.4	8.5
181.51	52	51.6	47	.7	12.7	12.6	4.8
181.51	57	39.1	27	35.7	158.4	146.8	19.7
181.51	57	43	32	28	143	133.4	17
181.51	57	46.8	37	20.4	123	115.9	14.3
181.51	57	50.5	42	12.9	95.8	91.4	11.5
181.51	57	54	47	5.9	58.6	57	8.399999
181.51	57	56.6	52	.8	13.5	13.4	4.8
181.51	62	43.9	32	36.3	163	150.7	19.5
181.51	62	47.7	37	28.6	147.6	137.5	16.9
181.51	62	51.6	42	20.8	127.1	119.5	14.2
181.51	62	55.4	47	13.3	99.4	94.7	11.4
181.51	62	58.9	52	6.1	61.2	59.4	8.399999
181.51	62	61.6	57	.8	14.4	14.3	4.8
181.51	67	48.6	37	36.9	167.9	154.9	19.3
181.51	67	52.5	42	29.1	152.1	141.4	16.7
181.51	67	56.4	47	21.3	131.4	123.3	14
181.51	67	60.2	52	13.6	102.9	97.9	11.3
181.51	67	63.8	57	6.3	63.5	61.6	8.3
181.51	67	66.5	62	.9	15.5	15.3	4.8

CAUDAL	TEMP-ENT	TEMP-SAL	TEMP-EVAP	CAPACIDAD	UC	UD	DT
lit/min	GRAD. F	GRAD. F	GRAD. F	TONS	BTU/HR- PIE ² -F	BTU/HR- PIE ² -F	GRAD. F
140	42	23.3	12	28.9	130.3	122.3	19.2
140	42	27.5	17	22.4	114.8	108.6	16.7
140	42	31.5	22	16.2	97.8	93.2	14.1
140	42	35.4	27	10.2	75.7	72.9	11.4
140	42	39	32	4.6	45.7	44.6	8.399999
140	42	41.6	37	.6	10.4	10.3	4.8
140	47	28.3	17	28.9	130.4	122.5	19.1
140	47	32.3	22	22.7	117.7	111.1	16.6
140	47	36.3	27	16.5	100.9	96.1	14
140	47	40.2	32	10.5	78.3	75.3	11.3
140	47	43.9	37	4.8	47.8	46.7	8.3
140	47	46.6	42	.7	11.2	11.1	4.8
140	52	33	22	29.3	134.3	125.8	18.9
140	52	37	27	23.1	121.3	114.4	16.4
140	52	41.1	32	16.9	104.1	98.9	13.8
140	52	45	37	10.7	81.3	78.1	11.2
140	52	48.8	42	5	50.1	48.9	8.3
140	52	51.5	47	.7	12	12	4.8
140	57	37.7	27	29.8	138.2	129.2	18.7
140	57	41.8	32	23.5	124.9	117.5	16.2
140	57	45.8	37	17.2	107.7	102.2	13.7
140	57	49.9	42	11	84.4	81	11
140	57	53.6	47	5.2	52.5	51.1	8.2
140	57	56.5	52	.8	13	12.9	4.8
140	62	42.4	32	30.2	142.1	132.7	18.5
140	62	46.5	37	23.9	128.9	121.1	16
140	62	50.6	42	17.6	111.2	105.4	13.5
140	62	54.7	47	11.3	87.5	83.9	10.9
140	62	58.5	52	5.3	54.8	53.3	8.100001
140	62	61.5	57	.8	13.7	13.6	4.7
140	67	47.1	37	30.7	146.4	136.4	18.3
140	67	51.2	42	24.3	132.8	124.5	15.8
140	67	55.4	47	17.9	115	108.7	13.4
140	67	59.5	52	11.6	90.5	86.6	10.8
140	67	63.4	57	5.5	56.7	55.2	8.100001
140	67	66.5	62	.8	14.5	14.4	4.7

CAUDAL	TEMP. ENT	TEMP. SAL	TEMP. EVAP	CAPACIDAD	UC	UD	DT
lt/min	GRAD. F	GRAD. F	GRAD. F	TONS	BTU/HR- PIE ² -F	BTU/HR- PIE ² -F	GRAD. F
160	42	24.1	12	31.6	139.5	130.4	19.7
160	42	28.1	17	24.4	122.9	115.8	17.1
160	42	32	22	17.7	104.6	99.4	14.4
160	42	35.7	27	11.1	80.6	77.5	11.6
160	42	39.2	32	4.9	48.2	47.1	8.5
160	42	41.6	37	-6	10.6	10.6	4.8
160	47	29	17	31.7	140	130.8	19.7
160	47	32.9	22	24.8	126.2	118.7	17
160	47	36.8	27	18	108.1	102.6	14.3
160	47	40.6	32	11.3	83.6	80.2	11.5
160	47	44.1	37	5.1	50.6	49.3	8.5
160	47	46.6	42	-7	11.5	11.4	4.8
160	52	33.7	22	32.2	144.1	134.4	19.5
160	52	37.6	27	25.3	130.1	122.1	16.8
160	52	41.6	32	18.4	111.5	105.6	14.1
160	52	45.4	37	11.7	86.8	83.2	11.4
160	52	49	42	5.3	53.1	51.7	8.399999
160	52	51.6	47	-7	12.4	12.3	4.8
160	57	38.4	27	32.7	148.3	138.1	19.2
160	57	42.4	32	25.7	133.9	125.5	16.6
160	57	46.3	37	18.8	115.4	109.1	14
160	57	50.2	42	12	90.1	86.3	11.3
160	57	53.9	47	5.5	55.6	54.1	8.3
160	57	56.6	52	.8	13.2	13.1	4.8
160	62	43.1	32	33.2	152.6	141.8	19
160	62	47.1	37	26.2	138.3	129.3	16.5
160	62	51.1	42	19.2	119.2	112.5	13.9
160	62	55	47	12.3	93.5	89.3	11.2
160	62	58.7	52	5.7	58	56.4	8.3
160	62	61.5	57	.8	14.1	14	4.8
160	67	47.8	37	33.8	157.2	145.7	18.8
160	67	51.9	42	26.7	142.5	133	16.3
160	67	55.9	47	19.6	123.2	116.1	13.7
160	67	59.9	52	12.6	96.8	92.3	11.1
160	67	63.6	57	5.9	60.2	58.4	8.2
160	67	66.5	62	.9	14.9	14.8	4.8

CAUDAL	TEMP. ENT	TEMP. SAL	TEMP. EVAP	CAPACIDAD	UC	UD	DT
lt/min	GRAD. F	GRAD. F	GRAD. F	TONS	BTU/HR- PIE ² -F	BTU/HR- PIE ² -F	GRAD. F
180	42	24.7	12	34.2	148.1	137.9	20.2
180	42	28.7	17	26.4	130.4	122.4	17.5
180	42	32.4	22	19	111	105.2	14.7
180	42	36	27	11.9	85.3	81.8	11.8
180	42	39.4	32	5.2	50.6	49.4	8.600001
180	42	41.7	37	.6	10.8	10.8	4.8
180	47	29.7	17	34.3	143.9	138.6	20.1
180	47	33.5	22	26.9	134.1	125.7	17.4
180	47	37.2	27	19.4	114.7	108.5	14.6
180	47	40.9	32	12.2	88.4	84.6	11.7
180	47	44.3	37	5.4	53.1	51.7	8.600001
180	47	46.7	42	.7	11.6	11.6	4.8
180	52	34.4	22	34.9	153.3	142.4	19.9
180	52	38.2	27	27.4	138.2	129.3	17.2
180	52	42	32	19.8	118.3	111.7	14.4
180	52	45.7	37	12.5	91.8	87.8	11.6
180	52	49.1	42	5.7	55.7	54.2	8.5
180	52	51.6	47	.7	12.7	12.6	4.8
180	57	39.1	27	35.5	157.7	146.2	19.7
180	57	43	32	27.9	142.4	132.9	17
180	57	46.8	37	20.3	122.5	115.4	14.3
180	57	50.5	42	12.9	95.4	91.1	11.5
180	57	54	47	5.9	58.4	56.8	8.399999
180	57	56.6	52	.8	13.6	13.5	4.8
180	62	43.8	32	36.1	162.3	150.1	19.5
180	62	47.7	37	28.4	147	136.9	16.8
180	62	51.6	42	20.7	126.6	119	14.1
180	62	55.3	47	13.2	99	94.4	11.4
180	62	58.9	52	6.1	61.1	59.3	8.399999
180	62	61.6	57	.8	14.4	14.3	4.8
180	67	48.5	37	36.7	167.2	154.3	19.3
180	67	52.4	42	28.9	151.5	140.8	16.7
180	67	56.3	47	21.2	130.8	122.8	14
180	67	60.2	52	13.5	102.5	97.5	11.3
180	67	63.8	57	6.3	63.4	61.4	8.3
180	67	66.6	62	.9	15.2	15.1	4.8

CAUDAL	TEMP. ENT	TEMP. SAL	TEMP. EVAP	CAPACIDAD	UC	UD	DT
lt/min	GRAD. F	GRAD. F	GRAD. F	TONS	BTU/HR- PIE ² -F	BTU/HR- PIE ² -F	GRAD. F
200	42	25.4	12	36.7	156.1	144.8	20.6
200	42	29.2	17	28.2	137.4	128.5	17.8
200	42	32.8	22	20.3	116.9	110.5	14.9
200	42	36.3	27	12.6	89.6	85.8	11.9
200	42	39.5	32	5.5	52.7	51.4	8.7
200	42	41.7	37	.7	11.2	11.1	4.8
200	47	30.3	17	36.8	157.2	145.7	20.5
200	47	33.9	22	28.8	141.5	132.1	17.7
200	47	37.6	27	20.8	120.9	114	14.8
200	47	41.1	32	12.9	92.8	88.7	11.8
200	47	44.4	37	5.7	55.4	53.9	8.600001
200	47	46.7	42	.7	11.9	11.9	4.8
200	52	35	22	37.5	161.9	149.8	20.3
200	52	38.7	27	29.3	145.9	136	17.5
200	52	42.4	32	21.2	124.7	117.4	14.7
200	52	46	37	13.3	96.5	92.1	11.7
200	52	49.3	42	6	58.2	56.5	8.600001
200	52	51.7	47	.8	12.9	12.8	4.8
200	57	39.7	27	38.1	166.6	153.8	20.1
200	57	43.4	32	29.9	150.2	139.7	17.4
200	57	47.2	37	21.7	129.1	121.3	14.5
200	57	50.8	42	13.7	100.3	95.5	11.6
200	57	54.2	47	6.2	61	59.2	8.5
200	57	56.6	52	.8	13.9	13.8	4.8
200	62	44.4	32	38.8	171.4	157.9	19.9
200	62	48.2	37	30.5	155.1	143.9	17.2
200	62	51.9	42	22.2	133.4	125.1	14.4
200	62	55.6	47	14	104.1	99	11.5
200	62	59.1	52	6.4	63.8	61.8	8.5
200	62	61.6	57	.9	14.7	14.6	4.8
200	67	49.1	37	39.4	176.5	162.2	19.7
200	67	52.9	42	31	159.9	148	17
200	67	56.7	47	22.6	137.9	129	14.2
200	67	60.5	52	14.4	107.8	102.3	11.4
200	67	64	57	6.6	66.2	64.1	8.399999
200	67	66.6	62	.9	15.6	15.5	4.8

CAUDAL	TEMP-ENT	TEMP-SAL	TEMP-EVAP	CAPACIDAD	UC	UD	DT
lt/min	GRAD. F	GRAD. F	GRAD. F	TONS	BTU/HR- PIE ² -F	BTU/HR- PIE ² -F	GRAD. F
220	42	25.9	12	39	163.7	151.3	20.9
220	42	29.6	17	30	144	134.3	18.1
220	42	33.1	22	21.5	122.5	115.4	15.1
220	42	36.5	27	13.3	93.6	89.4	12.1
220	42	39.6	32	5.8	54.7	53.3	8.8
220	42	41.7	37	.7	11.2	11.1	4.9
220	47	30.8	17	39.2	165	152.5	20.9
220	47	34.4	22	30.6	148.4	138.2	18
220	47	37.9	27	22	126.6	119.1	15
220	47	41.4	32	13.6	97	92.5	12
220	47	44.5	37	6	57.5	55.9	8.7
220	47	46.7	42	.7	12.3	12.2	4.8
220	52	35.5	22	39.9	170	156.7	20.7
220	52	39.1	27	31.2	153	142.2	17.8
220	52	42.7	32	22.5	130.7	122.7	14.9
220	52	46.2	37	14	100.9	96	11.9
220	52	49.4	42	6.2	60.4	58.6	8.600001
220	52	51.7	47	.8	13.1	13	4.8
220	57	40.2	27	40.6	174.9	160.8	20.5
220	57	43.9	32	31.8	157.7	146.1	17.6
220	57	47.5	37	23	135.3	126.7	14.7
220	57	51	42	14.4	104.8	99.6	11.8
220	57	54.3	47	6.5	63.4	61.4	8.600001
220	57	56.7	52	.8	14.1	14	4.8
220	62	45	32	41.3	180	165.1	20.3
220	62	48.6	37	32.4	162.8	150.5	17.5
220	62	52.3	42	23.5	139.9	130.7	14.6
220	62	55.9	47	14.8	108.9	103.3	11.7
220	62	59.2	52	6.7	66.3	64.1	7.5
220	62	61.6	57	.9	15	14.9	4.8
220	67	49.7	37	42	185.4	169.6	20.1
220	67	53.4	42	33	167.8	154.8	17.3
220	67	57.1	47	24.1	144.6	134.9	14.5
220	67	60.7	52	15.2	112.9	106.8	11.6
220	67	64.1	57	7	68.9	66.6	8.5
220	67	66.6	62	.9	15.9	15.8	4.8

TEMP. COND	CAUDAL	TEMP. ENT	TEMP. SAL	CAPACIDAD	UC	UC	DT	LLENADO
GRAD. F	lit/min	GRAD. F	GRAD. F	BTU/HR	BTU/HR-PIE ² -F	BTU/HR-PIE ² -F	GRAD. F	min
115	213.28	75	92.9	504651	113.1	106.2	30.5	45
115	213.28	80	96	450662	115.4	107.1	26.5	45
115	213.28	85	99	395237	120.3	112.5	22.5	45
115	213.28	90	102	338367	125.2	116.8	18.6	45
115	213.28	95	104.9	279450	131.3	122.1	14.7	45
115	213.28	100	107.7	218053	137.5	127.1	10.8	46
115	213.28	105	110.4	153480	151.7	137.7	7	46
115	213.28	110	113	63718	175.4	159.3	3.4	47
110	213.28	70	88	507470	114	106.9	30.4	43
110	213.28	75	91.1	452925	117.3	109.8	26.4	43
110	213.28	80	94.1	397183	121.2	113.3	22.5	43
110	213.28	85	97.1	339944	126.1	117.5	18.5	43
110	213.28	90	100	280882	131.3	123	14.6	43
110	213.28	95	102.8	219339	140.8	130.2	10.8	43
110	213.28	100	105.5	154723	153.2	140.8	7	44
110	213.28	105	108	84882	176.7	160.4	3.4	45
105	213.28	65	83.1	507725	114.7	107.5	30.4	40
105	213.28	70	86.1	453100	118.1	110.6	26.4	40
105	213.28	75	89.1	398994	122	114	22.4	41
105	213.28	80	92.1	341425	125.9	118.3	18.5	41
105	213.28	85	95	282005	133.1	123.6	14.6	41
105	213.28	90	97.8	220217	141.6	130.7	10.8	41
105	213.28	95	100.5	158056	154.4	141.8	7	42
105	213.28	100	103	64457	178	161.5	3.4	42
100	213.28	60	78.1	511590	115.3	108.1	30.3	38
100	213.28	65	81.2	456810	118.7	111.1	26.3	38
100	213.28	70	84.2	400750	122.8	114.7	22.4	38
100	213.28	75	87.2	342841	127.7	118.9	18.5	39
100	213.28	80	90	283094	133.9	124.3	14.6	39
100	213.28	85	92.8	223935	142.3	131.6	10.8	39
100	213.28	90	95.5	158456	155	142.3	7	40
100	213.28	95	98	64668	178.8	162.1	3.3	40
95	213.28	55	73.2	512971	115.7	108.5	30.3	36
95	213.28	60	76.3	458229	119.3	111.6	26.3	36
95	213.28	65	79.3	401965	123.4	115.2	22.4	37
95	213.28	70	82.2	344984	128.4	119.5	18.4	37
95	213.28	75	85.1	284105	134.6	124.9	14.6	37
95	213.28	80	87.9	221533	143	132.2	10.7	37
95	213.28	85	90.5	158950	153.7	142.9	7	38
95	213.28	90	93	84772	179.2	162.4	3.3	38
90	213.28	50	68.2	513675	116	108.7	30.3	35
90	213.28	55	71.3	459027	119.5	111.9	26.3	35
90	213.28	60	74.3	402963	123.8	115.6	22.3	35
90	213.28	65	77.2	344930	128.8	119.9	18.4	35
90	213.28	70	80.1	284882	135.2	125.4	14.6	34
90	213.28	75	82.9	222310	143.7	132.7	10.7	34
90	213.28	80	85.8	158209	156.2	143.4	7	35
90	213.28	85	88	84867	179.5	162.7	3.3	35

TEMP.COND	CAUDAL	TEMP.ENT	TEMP.SAL	CAPACIDAD	UC	UD	DT
GRAD. F	lt/min	GRAD. F	GRAD. F	BTU/HR	BTU/HR- PIE ² -F	BTU/HR- PIE ² -F	GRAD. F
115	160	75	96.3	450507	109.4	102.9	28
115	160	80	99	401254	112.5	105.7	24.3
115	160	85	101.6	350945	116.3	109	20.6
115	160	90	104.2	299416	120.9	113	16.9
115	160	95	106.6	246051	126.5	117.9	13.4
115	160	100	109	190789	134	124.4	9.8
115	160	105	111.3	133015	145.3	134.1	6.3
115	160	110	113.4	71318	166.3	151.8	3
110	160	70	91.4	452057	110	103.4	28
110	160	75	94	402602	113.1	106.2	24.3
110	160	80	96.6	352090	116.9	109.5	20.6
110	160	85	99.2	300308	121.5	113.5	16.9
110	160	90	101.7	246991	127.3	118.6	13.3
110	160	95	104.1	191639	135.1	125.3	9.8
110	160	100	106.3	133534	146.4	135	6.3
110	160	105	108.4	71521	167.3	152.6	3
105	160	65	86.4	453513	110.5	103.9	27.9
105	160	70	89.1	403844	113.7	106.7	24.2
105	160	75	91.7	353099	117.4	110	20.5
105	160	80	94.2	301115	122	114	16.9
105	160	85	96.7	247576	127.8	119.1	13.3
105	160	90	99.1	192098	135.7	125.8	9.8
105	160	95	101.3	133976	147.3	135.8	6.3
105	160	100	103.4	71713	168.2	153.4	3
100	160	60	81.5	454385	110.9	104.2	27.9
100	160	65	84.1	404838	114.1	107.1	24.2
100	160	70	86.7	354056	118	110.5	20.5
100	160	75	89.3	301834	122.5	114.5	16.9
100	160	80	91.7	248105	128.3	119.5	13.3
100	160	85	94.1	192431	136.1	126.2	9.8
100	160	90	96.3	134109	147.6	136	6.3
100	160	95	98.4	71795	168.6	153.7	3
95	160	55	76.5	455190	111.2	104.5	27.9
95	160	60	79.2	405482	114.4	107.4	24.2
95	160	65	81.8	354642	118.3	110.7	20.5
95	160	70	84.3	302513	123	114.9	16.9
95	160	75	86.8	248583	128.7	119.9	13.3
95	160	80	89.1	192706	136.4	126.5	9.7
95	160	85	91.3	134233	147.8	136.2	6.3
95	160	90	93.4	71782	168.5	153.6	3
90	160	50	71.5	455021	111.1	104.4	27.9
90	160	55	74.2	405703	114.5	107.5	24.2
90	160	60	76.8	355013	118.5	110.9	20.5
90	160	65	79.3	302770	123.2	115	16.8
90	160	70	81.8	248897	129	120.1	13.3
90	160	75	84.1	192977	136.8	126.8	9.7
90	160	80	86.3	134333	148	136.4	6.3
90	160	85	88.4	71760	168.4	153.6	3

TEMP-COND	CAUDAL	TEMP-ENT	TEMP-SAL	CAPACIDAD	UC	UD	DT
GRAD. F	lt/min	GRAD. F	GRAD. F	BTU/HR	BTU/HR- PIE ² -F	BTU/HR- PIE ² -F	GRAD. F
115	180	75	94.8	471685	110.8	104.2	29
115	180	80	97.7	420463	114	107	25.1
115	180	85	100.5	368093	117.8	110.4	21.3
115	180	90	103.2	314414	122.5	114.5	17.6
115	180	95	105.9	258857	128.3	119.5	13.9
115	180	100	108.5	201140	136.1	126.2	10.2
115	180	105	110.9	140702	147.8	136.2	6.6
115	180	110	113.2	75880	169.7	154.6	3.1
110	180	70	89.9	473627	111.5	104.8	28.9
110	180	75	92.7	422130	114.7	107.6	25.1
110	180	80	95.5	369546	118.6	111	21.3
110	180	85	98.3	315571	123.2	115.1	17.5
110	180	90	100.9	259945	129.2	120.3	13.8
110	180	95	103.5	202171	137.3	127.2	10.2
110	180	100	105.9	141330	148.9	137.2	6.6
110	180	105	108.2	76143	170.8	155.5	3.1
105	180	65	85	475347	112.1	105.3	28.9
105	180	70	87.8	423714	115.4	108.2	25.1
105	180	75	90.6	370818	119.2	111.6	21.3
105	180	80	93.3	316600	123.9	115.7	17.5
105	180	85	96	260741	129.9	120.8	13.8
105	180	90	98.5	202746	137.9	127.8	10.2
105	180	95	101	141874	150	138.1	6.6
105	180	100	103.2	76394	171.9	156.4	3.1
100	180	60	80	476592	112.6	105.7	28.8
100	180	65	82.9	424946	115.9	108.7	25
100	180	70	85.6	372072	119.8	112.1	21.2
100	180	75	88.3	317580	124.5	116.2	17.5
100	180	80	91	261460	130.5	121.3	13.8
100	180	85	93.5	203226	138.5	128.3	10.1
100	180	90	96	142116	150.4	138.4	6.6
100	180	95	98.2	76522	172.4	156.9	3.1
95	180	55	75.1	477559	112.9	106	28.8
95	180	60	77.9	425916	116.3	109	25
95	180	65	80.7	372870	120.2	112.5	21.2
95	180	70	83.4	318449	125.1	116.7	17.5
95	180	75	86	262131	131	121.8	13.8
95	180	80	88.6	203661	139	128.7	10.1
95	180	85	91	142331	150.8	138.8	6.6
95	180	90	93.2	76554	172.6	157	3.1
90	180	50	70.1	477714	113	106.1	28.8
90	180	55	72.9	426273	116.5	109.2	25
90	180	60	75.7	373469	120.6	112.7	21.2
90	180	65	78.4	318942	125.4	116.9	17.5
90	180	70	81	262600	131.4	122.2	13.8
90	180	75	83.6	204073	139.4	129.1	10.1
90	180	80	86	142511	151.2	139.1	6.6
90	180	85	88.2	76574	172.6	157.1	3.1

TEMP.COND	CAUDAL	TEMP.ENT	TEMP.SAL	CAPACIDAD	UC	UD	DT
GRAD. F	lt/min	GRAD. F	GRAD. F	BTU/HR	BTU/HR-PIE ² -F	BTU/HR-PIE ² -F	GRAD. F
115	200	75	93.5	489930	112	105.2	29.8
115	200	80	96.5	437003	115.3	108.1	25.9
115	200	85	99.5	382873	119.1	111.5	22
115	200	90	102.4	327356	123.9	115.6	18.1
115	200	95	105.2	269915	129.8	120.8	14.3
115	200	100	107.9	210150	137.8	127.7	10.5
115	200	105	110.6	147398	149.8	137.9	6.8
115	200	110	113	79904	172.4	156.9	3.3
110	200	70	88.6	492232	112.8	105.9	29.7
110	200	75	91.6	438983	116.1	108.8	25.8
110	200	80	94.5	384588	119.9	112.2	21.9
110	200	85	97.4	328754	124.7	116.4	18.1
110	200	90	100.3	271177	130.8	121.6	14.3
110	200	95	103	211329	139	128.7	10.5
110	200	100	105.6	148146	151.1	139	6.8
110	200	105	108	80225	173.7	157.9	3.3
105	200	65	83.7	494208	113.5	106.5	29.7
105	200	70	86.7	440883	116.8	109.5	25.8
105	200	75	89.6	386154	120.7	112.8	21.9
105	200	80	92.5	330037	125.5	117	18
105	200	85	95.3	272171	131.5	122.3	14.2
105	200	90	98	212021	139.8	129.4	10.5
105	200	95	100.6	148777	152.1	139.9	6.8
105	200	100	103	80533	174.9	158.9	3.2
100	200	60	78.7	495830	114	107	29.6
100	200	65	81.7	442369	117.4	110	25.7
100	200	70	84.7	387678	121.4	113.5	21.9
100	200	75	87.5	331237	126.2	117.6	18
100	200	80	90.3	273060	132.2	122.9	14.2
100	200	85	93	212658	140.5	130	10.5
100	200	90	95.6	149116	152.7	140.4	6.8
100	200	95	98.1	80707	175.6	159.5	3.2
95	200	55	73.8	496928	114.4	107.3	29.6
95	200	60	76.8	443625	117.9	110.4	25.7
95	200	65	79.7	388674	121.9	113.9	21.8
95	200	70	82.6	332271	126.8	118.2	18
95	200	75	85.4	273930	132.9	123.5	14.2
95	200	80	88.1	213226	141.1	130.5	10.5
95	200	85	90.7	149435	153.3	140.9	6.8
95	200	90	93.1	80786	175.9	159.7	3.2
90	200	50	68.8	497401	114.6	107.5	29.6
90	200	55	71.8	444125	118.1	110.6	25.7
90	200	60	74.7	389501	122.3	114.2	21.8
90	200	65	77.6	332989	127.2	118.5	18
90	200	70	80.4	274558	133.4	123.9	14.2
90	200	75	83.1	213773	141.7	131	10.4
90	200	80	85.7	149715	153.8	141.3	6.8
90	200	85	88.1	80851	176.2	160	3.2

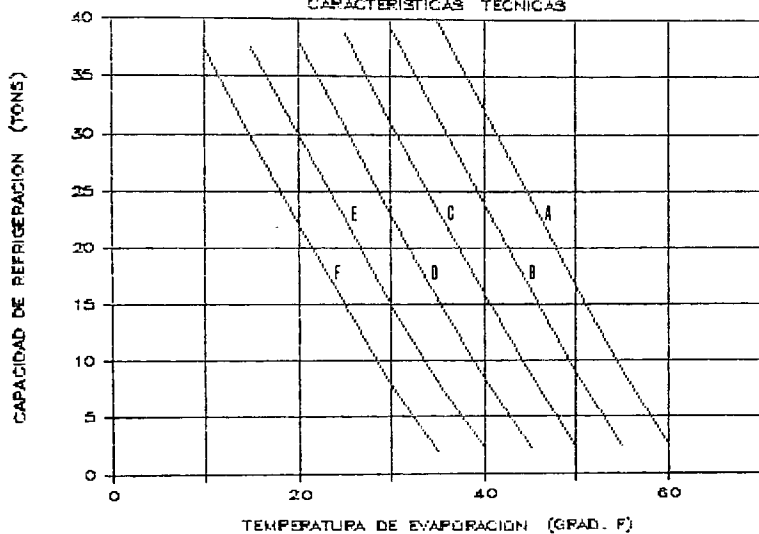
TEMP.COND		CAUDAL	TEMP.ENT	TEMP.SAL	CAPACIDAD	UC	UD	DT
GRAD. F	lt/min	GRAD. F	GRAD. F	BTU/HR	BTU/HR-PIE ² -F	BTU/HR-PIE ² -F	BTU/HR-PIE ² -F	GRAD. F
115	220	75	92.4	505812	113.1	106.2	30.5	
115	220	80	95.5	451407	116.3	109	26.5	
115	220	85	98.6	395746	120.2	112.4	22.5	
115	220	90	101.6	338640	125	116.6	18.6	
115	220	95	104.6	279576	131.1	121.9	14.7	
115	220	100	107.5	218006	139.2	128.9	10.8	
115	220	105	110.3	153303	151.5	139.3	7	
115	220	110	112.9	83450	174.6	158.7	3.4	
110	220	70	87.5	508449	113.9	106.9	30.4	
110	220	75	90.6	453675	117.2	109.8	26.4	
110	220	80	93.7	397715	121.1	113.2	22.5	
110	220	85	96.7	340268	125.9	117.4	18.5	
110	220	90	99.7	280980	132.1	122.8	14.6	
110	220	95	102.5	219341	140.5	130	10.8	
110	220	100	105.3	154143	152.8	140.5	7	
110	220	105	107.9	83847	176.1	159.9	3.4	
105	220	65	82.6	510670	114.6	107.5	30.4	
105	220	70	85.7	455872	118	110.5	26.4	
105	220	75	88.7	399541	121.9	113.9	22.4	
105	220	80	91.7	341769	126.8	118.1	18.5	
105	220	85	94.7	282150	132.9	123.5	14.6	
105	220	90	97.6	220162	141.3	130.7	10.8	
105	220	95	100.3	154864	154	141.5	7	
105	220	100	102.9	84211	177.4	161	3.3	
100	220	60	77.6	512601	115.3	108.1	30.	
100	220	65	80.7	457566	118.6	111.1	26.	
100	220	70	83.8	401279	122.7	114.6	22.4	
100	220	75	86.8	343192	127.6	118.8	18.5	
100	220	80	89.7	283270	133.7	124.2	14.6	
100	220	85	92.6	220942	142.1	131.4	10.8	
100	220	90	95.3	155281	154.7	142	7	
100	220	95	97.9	84435	178.3	161.7	3.3	
95	220	55	72.7	513878	115.7	108.5	30.3	
95	220	60	75.8	459095	119.2	111.6	26.3	
95	220	65	78.8	402536	123.3	115.1	22.4	
95	220	70	81.8	344422	128.2	119.4	18.5	
95	220	75	84.8	284293	134.5	124.8	14.6	
95	220	80	87.6	221622	142.8	132	10.7	
95	220	85	90.4	155711	155.4	142.6	7	
95	220	90	92.9	84563	178.7	162.1	3.3	
90	220	50	67.7	514648	115.9	108.7	30.3	
90	220	55	70.8	459769	119.5	111.8	26.3	
90	220	60	73.9	403537	123.7	115.5	22.4	
90	220	65	76.9	345307	128.7	119.9	18.4	
90	220	70	79.8	285066	135	125.3	14.6	
90	220	75	82.6	222328	143.5	132.6	10.7	
90	220	80	85.4	156084	156	143.1	7	
90	220	85	87.9	84674	179.2	162.4	3.3	

TEMP.COND	CAUDAL	TEMP.ENT	TEMP.SAL	CAPACIDAD	UC	UD	DT
GRAD. F	lt/min	GRAD. F	GRAD. F	BTU/HR	BTU/HR- PIE ² -F	BTU/HR- PIE ² -F	GRAD. F
115	240	75	91.4	519768	114	106.9	31.1
115	240	80	94.6	464059	117.2	109.8	27
115	240	85	97.8	407067	121.2	113.3	23
115	240	90	101	348569	126	117.5	19
115	240	95	104.1	288078	132.2	122.8	15
115	240	100	107.1	224942	140.4	129.9	11.1
115	240	105	110	158502	152.9	140.5	7.2
115	240	110	112.7	86645	176.7	160.4	3.5
110	240	70	86.5	522714	114.9	107.7	31
110	240	75	89.7	466600	118.2	110.6	27
110	240	80	92.9	409268	122.1	114.1	23
110	240	85	96	350402	127	118.3	18.9
110	240	90	99.1	289643	133.2	123.7	15
110	240	95	102.1	226405	141.8	131.1	11.1
110	240	100	105	159454	154.3	141.7	7.2
110	240	105	107.7	87071	178.1	161.6	3.4
105	240	65	81.5	525170	115.6	108.4	31
105	240	70	84.8	469070	119	111.4	26.9
105	240	75	88	411341	123	114.9	22.9
105	240	80	91.1	352113	127.9	119.1	18.9
105	240	85	94.2	290977	134.1	124.5	14.9
105	240	90	97.2	227365	142.7	131.9	11
105	240	95	100.1	160281	155.6	142.8	7.2
105	240	100	102.8	87482	179.5	162.7	3.4
100	240	60	76.6	527414	116.3	109	30.9
100	240	65	79.8	470984	119.7	112	26.9
100	240	70	83	413269	123.8	115.6	22.9
100	240	75	86.1	353744	128.7	119.9	18.9
100	240	80	89.2	292233	135	125.3	14.9
100	240	85	92.2	228272	143.5	132.6	11
100	240	90	95.1	160798	156.4	143.5	7.2
100	240	95	97.8	87768	180.5	163.6	3.4
95	240	55	71.7	528834	116.8	109.4	30.9
95	240	60	74.9	472741	120.4	112.6	26.9
95	240	65	78.1	414768	124.5	116.2	22.8
95	240	70	81.2	355143	129.5	120.5	18.9
95	240	75	84.2	293455	135.8	126	14.9
95	240	80	87.2	229113	144.4	133.3	11
95	240	85	90.1	161286	157.1	144.1	7.2
95	240	90	92.8	87942	181.1	164.1	3.4
90	240	50	66.7	529888	117.1	109.7	30.9
90	240	55	69.9	473593	120.7	112.8	26.9
90	240	60	73.1	415900	125	116.6	22.8
90	240	65	76.2	356214	130.1	121	18.8
90	240	70	79.3	294389	136.5	126.6	14.9
90	240	75	82.2	229912	145.1	133.9	11
90	240	80	85.1	161763	157.9	144.7	7.2
90	240	85	87.8	88099	181.7	164.5	3.4

TEMP.COMD	CAUDAL	TEMP.ENT	TEMP.SAL	CAPACIDAD	UC	UD	DT
GRAD. F	lt/min	GRAD. F	GRAD. F	BTU/HR	BTU/HR- PIE ² -F	BTU/HR- PIE ² -F	GRAD. F
115	260	75	90.5	532132	114.7	107.6	31.6
115	260	80	93.8	475264	118	110.5	27.5
115	260	85	97.1	417093	122	114	23.4
115	260	90	100.4	357367	126.9	118.2	19.3
115	260	95	103.6	295628	133.1	123.6	15.3
115	260	100	106.7	231116	141.4	130.8	11.3
115	260	105	109.7	163150	154.1	141.5	7.4
115	260	110	112.6	89509	178.4	161.8	3.5
110	260	70	85.6	535364	115.7	108.5	31.6
110	260	75	88.9	478063	119	111.4	27.5
110	260	80	92.2	419514	123	114.9	23.4
110	260	85	95.5	359402	127.9	119.1	19.3
110	260	90	98.6	297319	134.2	124.6	15.3
110	260	95	101.8	232677	142.8	132	11.3
110	260	100	104.8	164196	155.6	142.8	7.4
110	260	105	107.6	89969	179.9	163	3.5
105	260	65	80.7	538043	116.5	109.2	31.5
105	260	70	84	480762	119.9	112.2	27.4
105	260	75	87.3	421816	123.9	115.7	23.3
105	260	80	90.5	361290	128.8	120	19.3
105	260	85	93.7	298833	135.2	125.4	15.2
105	260	90	96.8	233775	143.8	132.8	11.3
105	260	95	99.8	165119	157	144	7.3
105	260	100	102.6	90449	181.4	164.3	3.5
100	260	60	75.7	540575	117.3	109.8	31.5
100	260	65	79	482909	120.7	112.8	27.4
100	260	70	82.3	423926	124.8	116.4	23.3
100	260	75	85.6	363125	129.8	120.8	19.2
100	260	80	88.7	300250	136.1	126.2	15.2
100	260	85	91.8	234807	144.8	133.6	11.2
100	260	90	94.8	165714	157.8	144.7	7.3
100	260	95	97.6	90750	182.4	165.1	3.5
95	260	55	70.8	542136	117.7	110.3	31.5
95	260	60	74.1	484874	121.4	113.5	27.3
95	260	65	77.4	425656	125.5	117.1	23.3
95	260	70	80.6	364691	130.6	121.5	19.2
95	260	75	83.8	301622	137	127	15.2
95	260	80	86.9	235763	145.6	134.4	11.2
95	260	85	89.8	166307	158.7	145.4	7.3
95	260	90	92.6	90989	183.2	165.8	3.5
90	260	50	65.8	543458	118.1	110.6	31.4
90	260	55	69.1	485903	121.7	113.8	27.3
90	260	60	72.4	426914	126	117.5	23.2
90	260	65	75.6	365928	131.2	122	19.2
90	260	70	78.8	302681	137.7	127.6	15.2
90	260	75	81.9	236693	146.5	135.1	11.2
90	260	80	84.9	166846	159.5	146.1	7.3
90	260	85	87.7	91192	183.9	166.3	3.5

EVAPORADOR

CARACTERISTICAS TECNICAS

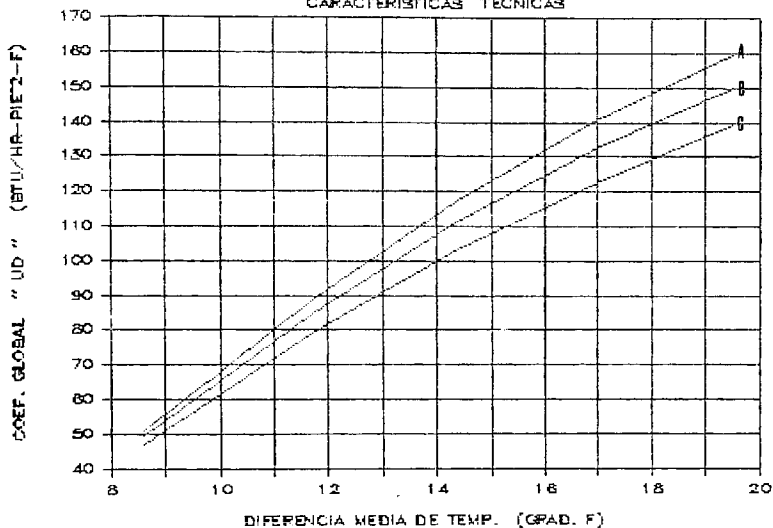


- A : Temperatura de entrada del agua = 67 Grad. F
 B : Temperatura de entrada del agua = 62 Grad. F
 C : Temperatura de entrada del agua = 57 Grad. F
 D : Temperatura de entrada del agua = 52 Grad. F
 E : Temperatura de entrada del agua = 47 Grad. F
 F : Temperatura de entrada del agua = 42 Grad. F

* CAUDAL = 181.5 lt/min (Agua a enfriar)

EVAPORADOR

CARACTERISTICAS TECNICAS



A : Caudal de Agua = 220 lt/min

B : Caudal de Agua = 180 lt/min

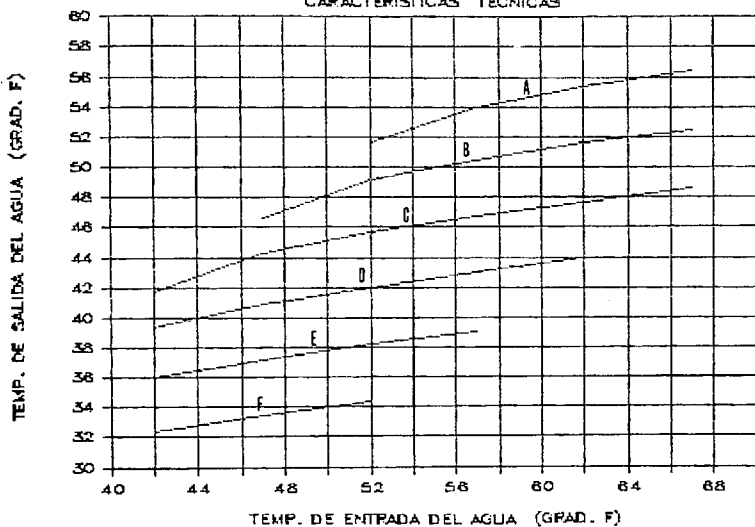
C : Caudal de Agua = 140 lt/min

* Temperatura de Evaporacion = 32 Grad. F

GRAFICO Nro. 2

EVAPORADOR

CARACTERISTICAS TECNICAS

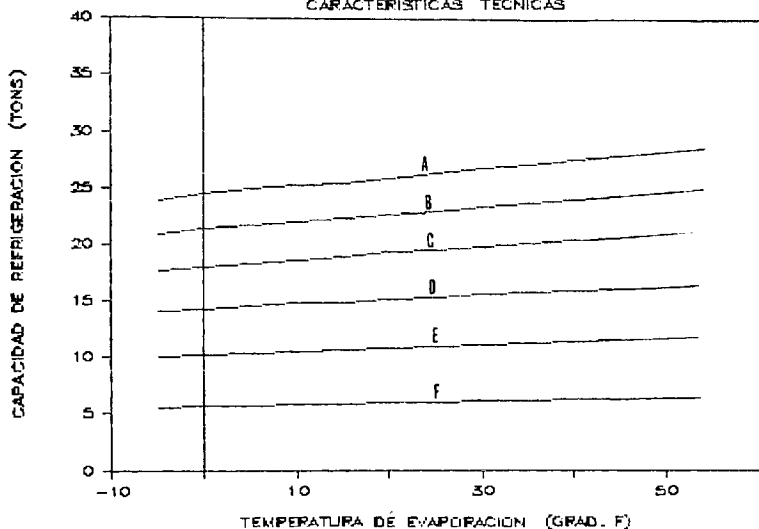


- A : Temperatura de Evaporacion = 47 Grad. F
 B : Temperatura de Evaporacion = 42 Grad. F
 C : Temperatura de Evaporacion = 37 Grad. F
 D : Temperatura de Evaporacion = 32 Grad. F
 E : Temperatura de Evaporacion = 27 Grad. F
 F : Temperatura de Evaporacion = 22 Grad. F

* CAUDAL = 181.5 lt/min (Agua a enfriar)

CONDENSADOR

CARACTERISTICAS TECNICAS



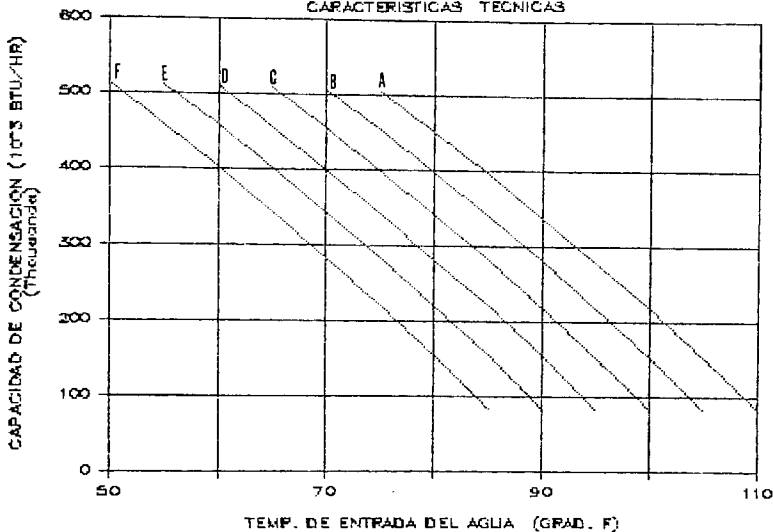
A : Temperatura de Condensacion = 115 Grad. F
 B : Temperatura de Condensacion = 110 Grad. F
 C : Temperatura de Condensacion = 105 Grad. F
 D : Temperatura de Condensacion = 100 Grad. F
 E : Temperatura de Condensacion = 95 Grad. F
 F : Temperatura de Condensacion = 90 Grad. F

* CAUDAL = 213.28 lt/min (Agua de Condensacion)

* Temperatura de entrada del agua = 85 Grad. F

CONDENSADOR

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

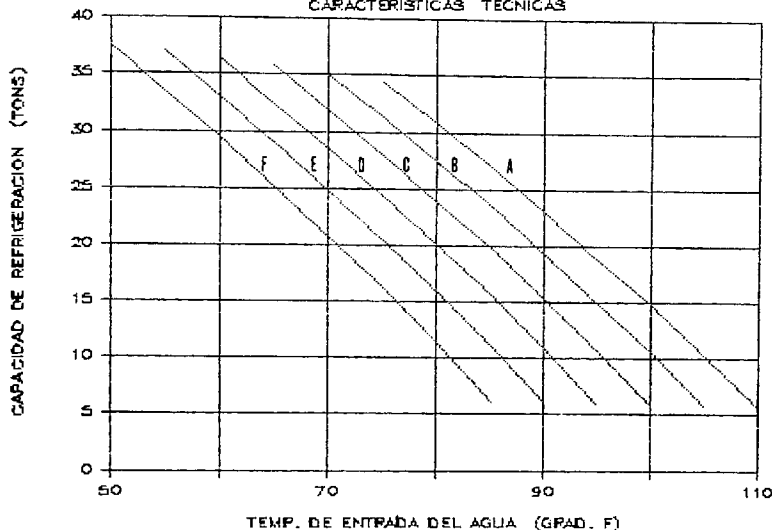


A :	Temperatura de Condensacion	=	115	Grad. F
B :	Temperatura de Condensacion	=	110	Grad. F
C :	Temperatura de Condensacion	=	105	Grad. F
D :	Temperatura de Condensacion	=	100	Grad. F
E :	Temperatura de Condensacion	=	95	Grad. F
F :	Temperatura de Condensacion	=	90	Grad. F

* CAUDAL = 213.28 lt/min (Agua de Condensacion)

CONDENSADOR

CARACTERISTICAS TECNICAS



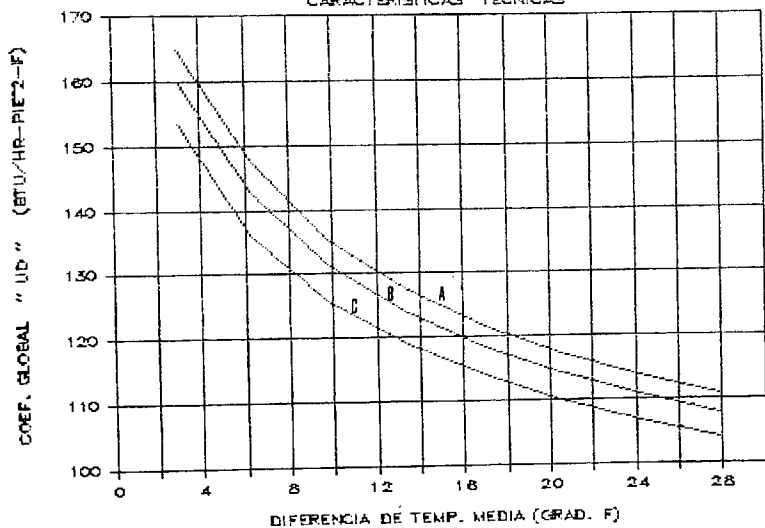
A :	Temperatura de Condensacion	=	115	Grad. F
B :	Temperatura de Condensacion	=	110	Grad. F
C :	Temperatura de Condensacion	=	105	Grad. F
D :	Temperatura de Condensacion	=	100	Grad. F
E :	Temperatura de Condensacion	=	95	Grad. F
F :	Temperatura de Condensacion	=	90	Grad. F

* CAUDAL = 213.28 lt/min (Agua de Condensacion)

* Temperatura de Evaporacion en la que se basan las Capacidades = 32 Grad. F

CONDENSADOR

CARACTERISTICAS TECNICAS

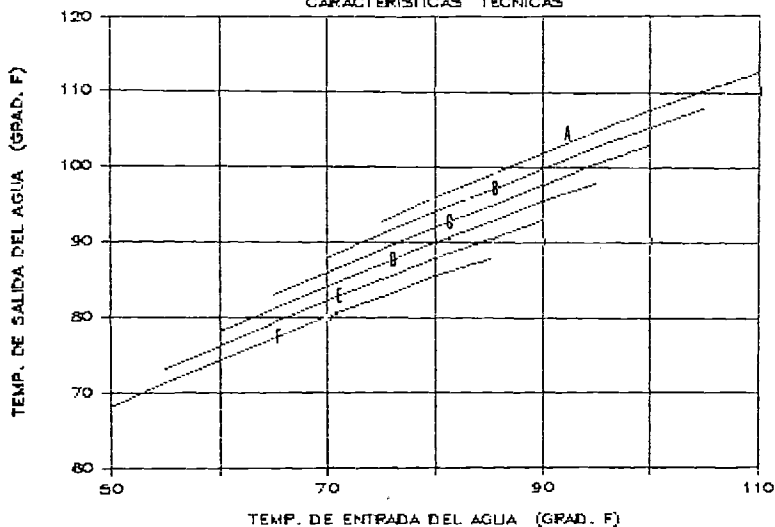


A : Caudal de Agua = 220 lt/min
 B : Caudal de Agua = 200 lt/min
 C : Caudal de Agua = 160 lt/min

* Temperatura de Condensacion = 105 Grad. F

CONDENSADOR

CARACTERISTICAS TECNICAS

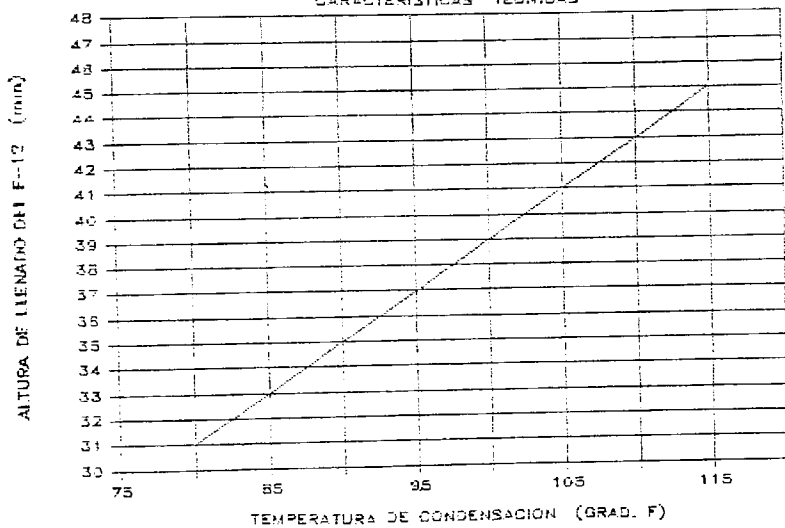


- A : Temperatura de Condensacion = 115 GRAD. F
 B : Temperatura de Condensacion = 110 GRAD. F
 C : Temperatura de Condensacion = 105 GRAD. F
 D : Temperatura de Condensacion = 100 GRAD. F
 E : Temperatura de Condensacion = 95 GRAD. F
 F : Temperatura de Condensacion = 90 GRAD. F

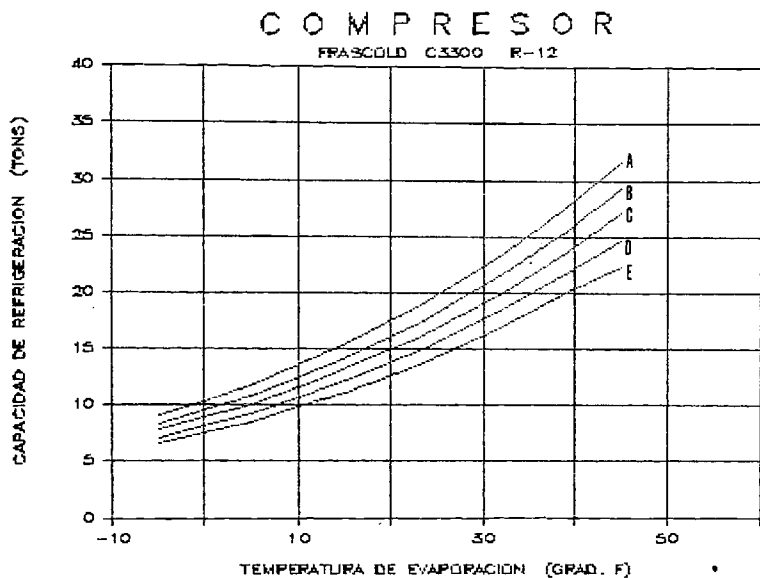
* CAUDAL = 213.28 lt/min (Agua de Condensacion)

CONDENSADOR

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS



* CAUDAL = 213.28 lt/min (Agua de Condensacion)



A : Temperatura de Condensacion = 85 Grad. F
 B : Temperatura de Condensacion = 95 Grad. F
 C : Temperatura de Condensacion = 105 Grad. F
 D : Temperatura de Condensacion = 115 Grad. F
 E : Temperatura de Condensacion = 125 Grad. F

* Velocidad de rotacion = 846 RPM

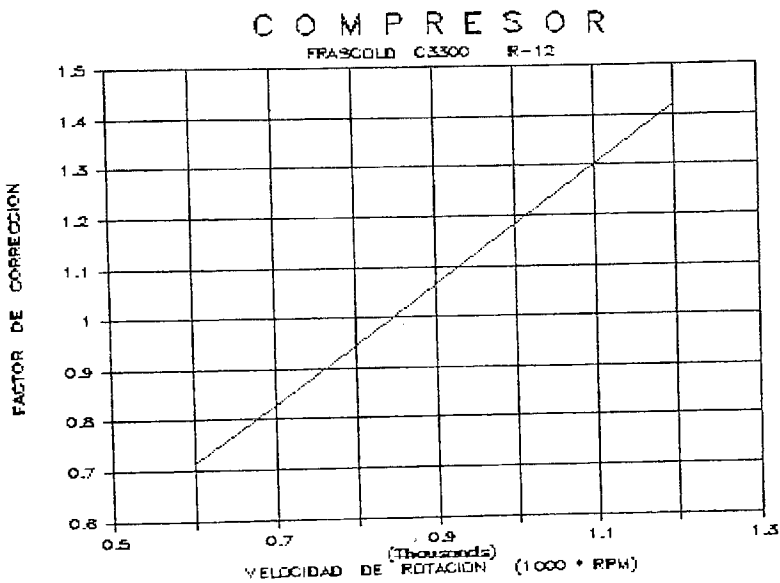
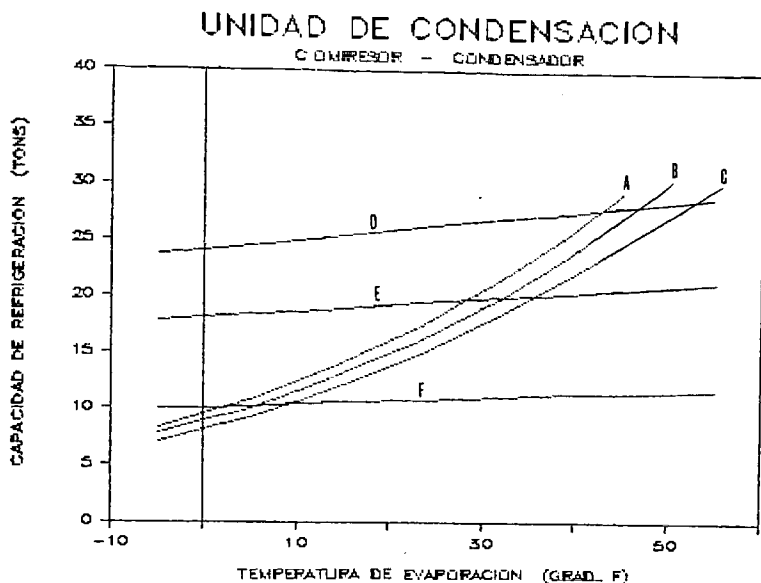


GRAFICO Nro. 11



* COMPRESOR

A : Temperatura de Condensacion = 95 Grad. F

B : Temperatura de Condensacion = 105 Grad. F

C : Temperatura de Condensacion = 115 Grad. F

Velocidad de rotacion = 846 RPM

* CONDENSADOR

D : Temperatura de Condensacion = 115 Grad. F

E : Temperatura de Condensacion = 105 Grad. F

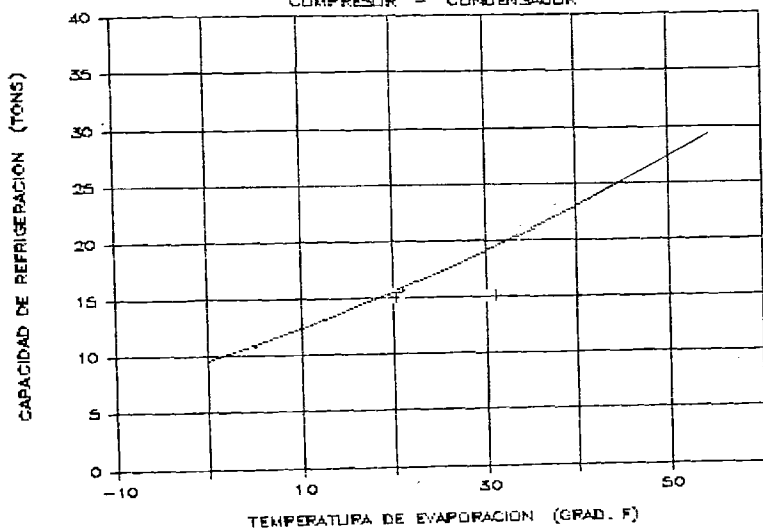
F : Temperatura de Condensacion = 95 Grad. F

CAUDAL = 213.28 lt/min (Agua de Condensacion)

Temperatura de entrada del agua = 85 Grad. F

UNIDAD DE CONDENSACION

COMPRESOR - CONDENSADOR



* CONDENSADOR

CAUDAL = 213.28 lt/min (Agua de Condensacion)
 Temperatura de entrada del agua = 85 Grad. F

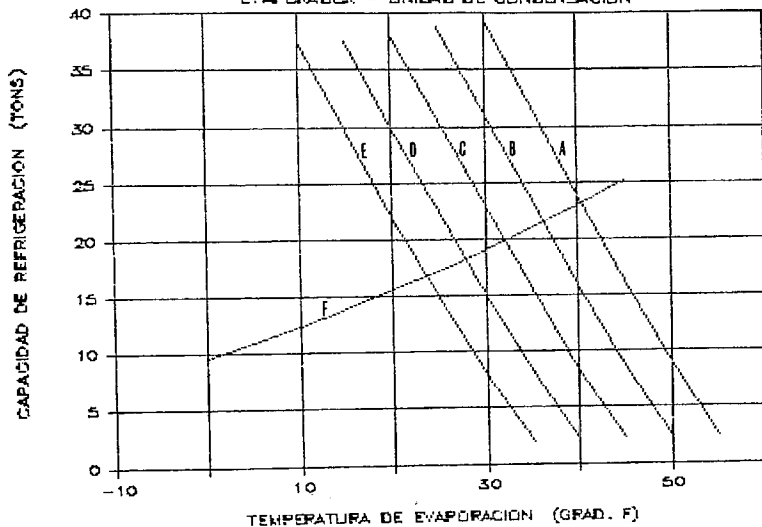
* COMPRESOR

Velocidad de rotacion = 846 RPM

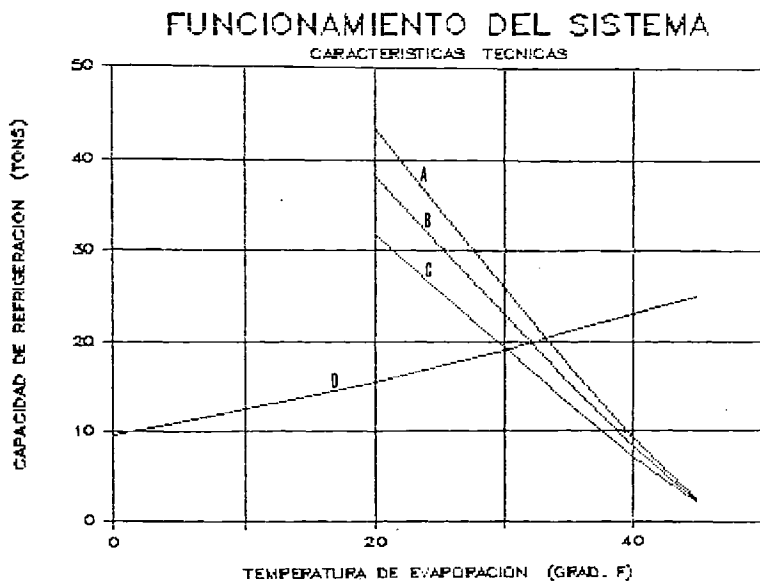
GRAFICO Nro. 13

FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA

EVAPORADOR - UNIDAD DE CONDENSACION



- A : Temperatura de entrada del agua = 62 Grad. F
 B : Temperatura de entrada del agua = 57 Grad. F
 C : Temperatura de entrada del agua = 52 Grad. F
 D : Temperatura de entrada del agua = 47 Grad. F
 E : Temperatura de entrada del agua = 42 Grad. F
 F : Unidad de Condensacion



A : Caudal de Agua = 220 lt/min
 B : Caudal de Agua = 181.5 lt/min
 C : Caudal de Agua = 140 lt/min

D : Unidad de Condensación

* Temperatura de entrada del agua en
 el Evaporador = 52 Grad. F

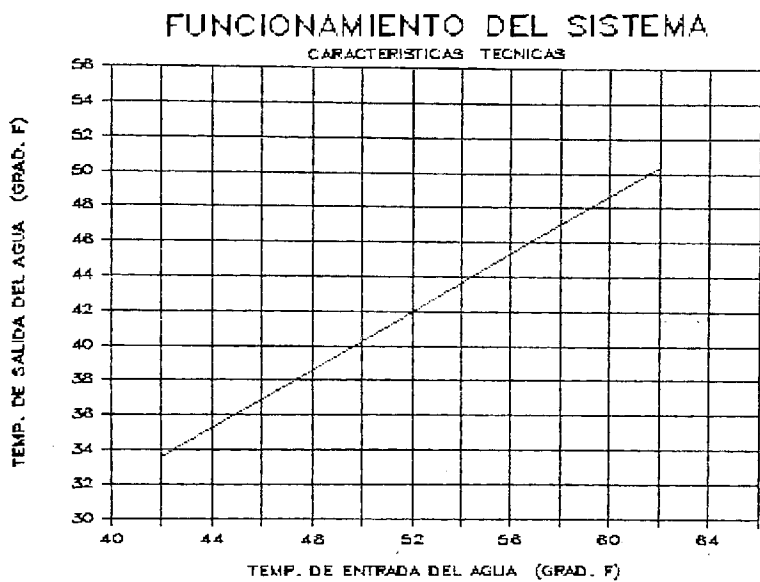


GRAFICO Nro. 16

CAPITULO 7

METRADO Y ANALISIS DE COSTO

Este capítulo tratará sobre el material que es necesario emplear en la construcción del Condensador y del Evaporador así como el costo que esto conlleva.

La evaluación económica del costo de fabricación puede dividirse en dos grandes rubros como son: el costo del Material Directo y el costo de Fabricación Propiamente Dicho (mano de obra directa e indirecta, gastos directos e indirectos, gastos administrativos, etc.). Aquí solamente trataremos con lo primero puesto que lo segundo normalmente es política de cada empresa que se dedica a la construcción de estos equipos.

El metrado y costo de estos equipos pueden verse en los cuadros N^o 7.1 y N^o 7.2 para el evaporador y condensador respectivamente. La evaluación de estos costos se hizo en base a los siguientes valores unitarios (Enero de 1,987):

- Planchas delgada y gruesa

(calidad Sider Perú o equivalente)

20.12 I./Kg

- Tubo 3/8" ϕ STD	24.81 I./mt
- Tubo 2" ϕ STD	114.95 I./mt
- Tubo 2 1/2" ϕ STD	185.25 I./mt
- Tubo 3/4" ϕ_{ext} de cobre tipo "K"	930.00 I./20 pies
- Barra 3/8" ϕ_{ext}	9.28 I./mt
- Perno 1/2" ϕ x 3 Long. c/t	5.70 I./unidad
- Perno 1/2" ϕ x 2 1/2" Long. c/t	5.00 I./unidad
- Tuerca para 3/8" ϕ	1.20 I./unidad

Aunque existen empresas que se dedican a la venta de material con la medida deseada (retazos de planchas, tubos, etc.), nosotros le sumaremos un 20% a los costos dados en los cuadros mencionados anteriormente para tomar en cuenta algunas pérdidas de material que se pueden generar al comprar un determinado tamaño, diferente al deseado. Así tendremos que los costos aproximados para estos equipos considerando sólo el material serán:

Evaporador

Costo : I/. 45,032.8

Costo + 20% : $45,032.8 \times 1.2 =$ I/. 54,039.4

Condensador

Costo : I/. 47,357.3

Costo + 20% : $47,357.3 \times 1.2 = 56,828.8$

Si bien nuestros cálculos se han referido sólo al costo del material que se emplea en la construcción de éstos equipos, también se hizo cotizar con una conocida empresa metalmecánica y cuya propuesta puede verse en la pág. 229. Aquí puede verse que los costos son aproximadamente el doble del que nosotros hemos calculado. Esta diferencia corresponde, como ya se dijo, a la mano de obra directa e indirecta, gastos administrativos, etc.

E V A P O R A D O R				
	CANT.	PESO TOTAL (Kg)	COSTO TOTAL (I/.)	PLANO
CONJUNTO CORAZA				
1) Coraza :				A-1
- PL 4 x 1,217 x 1,880 mm DI = 387 mm Esp = 4 mm Long = 1,880 mm	1	71.4	1,436.6	
2) Toberas de ingreso y salida				A-3
- PL 9.5 x 124 x 124 mm	2	2.3	46.3	
- Tubo 2" ϕ STD x 100 mm	2		23.0	
3) Placa deflectora				A-4
- PL 4 x 192 x x 384 mm	17	39.1	786.7	
4) Placa de tubos				A-5
- PL 20 x 485 x 485 mm	2	73.4	1,476.8	
- Perno (brida) 1/2" ϕ MC x 2 1/2" Long c/t	16		80.0	
5) Soporte de coraza				A-6
- PL 4 x 100 x 735 mm	2	4.6	92.5	
- PL 4 x 130 x 440 mm	2	3.6	72.4	
- PL 4 x 168 x 300 mm	2	3.2	64.4	
- PL 4 x 50 x 100 mm	4	0.6	12.1	
6) Tubos para intercaabiador				
- Tubo de cobre 3/4" ϕ Tipo K x 2030 mm (41 tubos de 20 pies)	122		38,130.0	
7) Varillas tensoras y espaciadores				A-7
- Tubo 3/8" ϕ STD x 208 mm Long.	15		77.4	
- Tubo 3/8" ϕ STD x 203 mm Long.	1		5.1	
- Tubo 3/8" ϕ STD x 103 mm Long.	32		81.8	
- Tubo 3/8" ϕ STD x 99 mm Long.	2		4.9	
- Barra 3/8" ϕ 1,795 mm Long.	2		32.3	
- Barra 3/8" ϕ 1,690 mm Long.	1		15.7	
- Tuerca 3/8" - 16 MC	3		3.6	

CONJUNTO DE CANALES			
8) Brida			A-8, A-9
- PL 20 x 485 x 485 **	2	58.7	1,476.8
9) Canal			A-8, A-9
- PL 4 x 110 x 1,217 **	2	8.4	169.0
10) Tapa de canal			A-8, A-9
- PL 16 x 387 x 387	2	37.4	752.5
11) Placas divisorias			A-8, A-9
- PL 6.4 x 100 x 385 **	2	3.8	76.4
- PL 6.4 x 100 x 192 **	1	1	20.1
12) Tobera de entrada			A-10
- PL 9.5 x 142 x 142 **	1	1.5	30.2
- Tubo 2" ϕ STD x 100 ** Long.	1		11.5
13) Tobera de salida			A-11
- PL 9.5 x 155 x 155 **	1	1.8	36.2
- Tubo 2 1/2" ϕ STD x 100 Long.	1		18.5

1/. 45,032.8

Cuadro NB 7.1 (Cont.)

Nota:

El orden correlativo de las partes del Evaporador, que aparece en esta tabla, corresponde a la numeración que aparece en el Plano A-1.

CONDENSADOR				
	CANT.	PESO TOTAL (Kg)	COSTO TOTAL (I/.)	PLANO
CONJUNTO CORAZA				
1) Coraza :				B-1
- PL 4 x 1,376 x 1,450 mm DI = 438 mm Esp = 4 mm Long = 1,450 mm	1	62.25	1,252.5	
2) Tobera de ingreso				B-3
- PL 9.5 x 124 x 124 mm	1	1.14	22.9	
- Tubo 2" ϕ STD x 100 mm	1		11.5	
3) Tobera de salida				B-4
- PL 9.5 x 115 x 115 mm	1	0.98	19.7	
- Tubo 2" ϕ STD x 50 mm	1		5.7	
4) Placa deflectora				B-5
- PL 5 x 217 x 434 mm	3	11	221.3	
5) Placa de tubos				B-6
- PL 25 x 536 x 536 mm	2	112	2,253.4	
- Perno (brida) 1/2" ϕ NC x 3" Long. c/t	16		91.2	
6) Soporte de coraza				B-7
- PL 4 x 100 x 800 mm	2	5	100.6	
- PL 4 x 130 x 500 mm	2	4	80.5	
- PL 4 x 190 x 310 mm	2	3.7	74.5	
- PL 4 x 50 x 100 mm	4	0.6	12.1	
7) Tubos para intercambiador				
- Tubo de cobre 3/4" ϕ Tipo K x 1,524 mm (42 tubos de 20 pies)	166		39,060.0	
8) Varillas tensoras y espaciadores				B-8
- Tubo 3/8" ϕ STD x 730 mm Long.	3		54.3	
- Tubo 3/8" ϕ STD x 725 mm Long.	3		54.0	
- Tubo 3/8" ϕ STD x 360 mm Long.	3		26.8	
- Barra 3/8" ϕ 1,120 mm Long.	3		31.2	
- Barra 3/8" ϕ 755 mm Long.	3		21.0	
- Tuerca 3/8" - 16 NC	3		3.6	

CONJUNTO DE CANALES				
9) Brida				B-9, B-10
- PL 25 x 536 x 536 mm	2	112	2,253.4	
10) Canal				B-9, B-10
- PL 4 x 110 x 1,376 mm	2	9.4	189.1	
11) Tapa de canal				B-9, B-10
- PL 20 x 438 x 438	2	59.8	1,203.2	
12) Placas divisorias				B-9, B-10
- PL 6.4 x 100 x 437 mm	1	2.2	44.3	
- PL 6.4 x 100 x 215 mm	1	1.1	22.1	
- PL 6.4 x 100 x 199 mm	2	2	40.2	
- PL 6.4 x 100 x 437 mm	1	2.2	44.3	
- PL 6.4 x 100 x 405 mm	2	4	80.5	
13) Toberas de entrada y salida				B-11
- PL 9.5 x 142 x 142 mm	2	3	60.4	
- Tubo 2" ϕ STD x 100 Long.	2		25.0	

1/. 47,357.3

Cuadro N^o 7.2 (Cont.)

Nota:

El orden correlativo de las partes del Condensador, que aparece en esta tabla, corresponde a la numeración que aparece en el Plano B-1.

Señor
ING. ROGER ESPEJO MANTILLA
Domingo Elías N° 1025
Surquillo



Embarcaciones Pesqueras
Calderos
Plantas de tratamiento de Agua
Equipos para Procesos Industriales
Plantas de Agua de Cola
Equipos mineros
Equipos para transporte
Equipos para almacenamiento
Estructuras metálicas
Tuberías de presión

su referencia

nuestra referencia
CSK/dv.
COM-011

Victor A. Belaúnde 852 (Av. Argentina Cdra. 57)
CALLAO 3. 22 de Enero de 1987
PERU

Estimados señores :

Por intermedio de la presente y atendiendo su gentil invitación, tenemos el agrado de hacerles llegar nuestra oferta por la fabricación a todo costo de lo siguiente :

ITEM N° 1 : Un evaporador, según esquema proporcionado por ustedes de acuerdo a las características que detallamos :

- Diámetro interior : 397 mm.
- Longitud : 2019 mm.
- Cuerpo : Cilíndrico, de 4mm de espesor, en acero A-36
- Placa portatubo : Embridado de 20mm. de espesor (02 piezas)
- Tubos de cobre : Son 122 Tubos de 3/4" \varnothing extx 1912 mm tipo "K"
- Cuatro (4) salidas para conexiones
- Diecisiete (17) placas deflectoras, de 4mm. de espesor
- Dos (02) soportes de 335 x 200 mm., espaciados a 1280 mm.
- Acabado : Arenado comercial por una capa de pintura anticorrosiva.

- Valor de Venta I/. 114,000.00
=====

ITEM. N° 2 : Un condensador según esquema proporcionado por ustedes y de acuerdo a las características que detallamos :

- Diámetro interior : 438 mm.
- Longitud : 1740 mm.
- Cuerpo : Cilíndrico de 4mm de espesor, en acero A-36
- Placa portatubos : Embridado y bridas de 25mm. de espesor.
- Tubos de cobre : Son 166 tubos de 3/4" \varnothing ext. x 1500 mm. tipo "K"
- Cuatro (04) salidas para conexiones
- Tres (03) placas deflectoras de 5mm. de espesor
- Dos (02) soportes de 380 x 210 mm., espaciados a 850 mm.
- Acabado : Arenado comercial por una capa de pintura anticorrosiva.

- Valor de Venta I/. 108,000.00
=====

//..

METAL EMPRESA S. A.


Señor Ing° Roger Espejo Mantilla
COM-011 del 22-1-87

/.

- Condiciones de Pago : -50% con su orden de compra
Saldo, contra entrega.
- Otras condiciones : A convenir
- Lugar de entrega : En nuestros Talleres
- Validez de la oferta : -15 días
- Tiempo de entrega : -30 días

Sin otro particular y en espera de sus prontas noticias, quedamos de ustedes,

Muy atentamente,
METAL EMPRESA S. A.


Ing° Carlos Saravia
Jefe Dpto. Comercial.

CONCLUSIONES

- 1.- En este trabajo se ha demostrado que el cálculo de las temperaturas intermedias de un perfil de temperaturas que recorre un intercambiador de calor es sólo función de las razones de flujo, el calor a intercambiar y las temperaturas iniciales y finales de ambas corrientes. El conocimiento de éstas temperaturas permite obtener un diseño más eficiente debido a que se toma en cuenta las variaciones de las propiedades de los fluidos a lo largo del intercambiador, es decir, los cálculos se basan en un coeficiente global variable de transferencia de calor.
- 2.- Se ha encontrado una expresión que calcula la altura del líquido que se está condensando en el exterior de los tubos de un intercambiador de coraza y haz de tubos. Esta expresión puede usarse para disponer los tubos sobre el nivel del líquido condensado y poder evitar que esto afecte la razón de transferencia de calor.
- 3.- Para la solución del problema se usaron tubos de 3/4" ϕ_{ext} y disposiciones de estos en la placa de tubos para diferentes tamaños de coraza, según las

sugerencias dadas en la tabla N^o 9 del apéndice de la Ref. 24. Si bién la solución encontrada es la más óptima para estas consideraciones, es posible encontrar otras soluciones óptimas (y tal vez mejor que la que hemos encontrado) para otros tamaños de tubos y disposiciones. Pero buscar estas soluciones implicaba hacer un trabajo minucioso (lo cual escapa a los fines y alcances que persigue este trabajo) como el conteo de tubos para la placa, para diferentes pasos entre tubos, diferentes diámetros de coraza y otras consideraciones como son las tolerancias que debe haber entre la coraza y los tubos exteriores del haz tubular y también cuando existe más de un paso en los tubos debido a las placas divisorias que se colocan.

- 4.- Con el método de cálculo propuesto hemos visto que para el condensador se necesita 156.1 pies² de área de transferencia de calor. Sin embargo haciendo un cálculo global (tradicional) del condensador y para el mismo modelo de intercambiador, encontramos que se necesita 158.7 pies² de área, es decir que el método que se ha propuesto nos ahorra en un 1.5 % de área que se estaría colocando innecesariamente. Esta diferencia aumentará cuando se trate con fluidos que recorran un **mayor** rango de temperaturas y cuando las propiedades de estos sean **mayormente** influenciadas por los cambios de temperaturas.

- 5.- De un grupo de alternativas de solución, no siempre la más óptima es aquella que térmicamente es la más satisfactoria (es decir aquella que nos da el más alto valor del coeficiente global), si no también debe considerarse la cantidad de material que se va a emplear procurando que la pérdida inevitable de material sea mínimo. Así pues podemos ver que tanto para el condensador y evaporador las soluciones más óptimas no fueron aquellas que nos arrojaron los más altos valores del coeficiente global, si no aquellas, que además, emplearon la menor cantidad de material.

Antes de finalizar este punto queremos dejar en claro que además de aquellas consideraciones que son inherentes al diseño mismo del equipo, existen otras que no lo son y que pueden influir mucho o en todo sobre la mejor solución como son: la ubicación, el espacio disponible, etc..

- 6.- Con respecto al diseño mecánico, aquí se ha planteado una metodología de cálculo en base a los criterios dados por las normas JIS y a aquellos otros encontrados en literatura especializada, así como de algunas apreciaciones y consideraciones hechas por el autor de este trabajo. Creo sinceramente que este planteamiento ayudará mucho a todo aquel que se inicie en el diseño y la construcción de estos equipos y que además el mismo irá mejorando con el tiempo y la experiencia que vaya ganando en este

campo, esto es, ir dejando de lado a aquellas normas extranjeras para ir creando las propias que esten de acuerdo a nuestra realidad.

- 7.- Siempre que se diseña un equipo de transferencia de calor, debe encontrarse las características de su funcionamiento para prevenir o saber de antemano lo que ocurrira con éste cuando varie cualesquiera de las condiciones a la que esta sujeta, pues creemos que un buen diseño nunca estará completo mientras no se cumpla con este requisito. En este trabajo hemos mostrado con cuadros y gráficos las características de funcionamiento no solo de un equipo en forma aislada, si no también del sistema, es decir, cuando todos los equipos interáctuan entre sí.

- 8.- Por último queremos recordar que los resultados que se han obtenido en este trabajo, no hubieran sido posibles sin la ayuda de una microcomputadora, puesto que ello hubiera implicado un trabajo lento e ineficaz.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- C. H. Gilmour : Shortcut to Heat Exchanger Design - II, III, IV (Chemical Engineering, March 1,953, April 1,953, March 1,954)
- 2.- James R. Fair : Vaporizer and Reboiler Design (Chemical Engineering, July 1,963)
- 3.- C. J. Dobratz and C. F. Oldershaw : Desuperheating Vapors in Condensers Unnecessary (Chemical Engineering, July 1,967)
- 4.- Frank L. Rubin : How to Specify Heat Exchangers (Chemical Engineering, April 1,968)
- 5.- R. C. Lord, P. E. Minton and R. P. Slusser: Design of Heat Exchangers (Chemical Engineering, January 1,970)
- 6.- E. S. Troscinski and R. G. Watson : Controlling Deposits in Cooling - Water Systems (Chemical Engineering, March 1,970)
- 7.- R. C. Lord, P. E. Minton and R. P. Slusser : Design Parameters for Condensers and Reboilers (Chemical Engineering, March 1,970)

- 8.- R. C. Lord, P. E. Minton and R. P. Slusser : Guide to Trouble - Free - Heat Exchangers (Chemical Engineering, June 1, 1970)
- 9.- William I. Kern : Continuous Tube Cleaning Improves Performance of Condenser and Heat Exchangers (Chemical Engineering, October 1, 1975)
- 10.- David Butterworth and Lionel B. Cousins : Use of Computer Programs in Heat Exchanger Design (Chemical Engineering, July 1, 1976)
- 11.- John P. Fanaritis and James W. Bevevino : Designing Shell and Tube Heat Exchangers (Chemical Engineering, July 1, 1976)
- 12.- V. Ganapathy : Finding the Natural Frequency of Vibration of Exchanger Tubes (Chemical Engineering, September 1, 1977)
- 13.- Abe Devore, George J. Vago and G. J. Picozzi : Specifying and Selecting (Chemical Engineering, October 1, 1980)
- 14.- D. H. Foxall and H. R. Chappell : Superheated Vapor Condensation in Heat exchanger Design (Chemical Engineering, December 1, 1980)
- 15.- W. Wayne Blackwell : Calculating the Corrected LMTD in Shell and Tube Heat Exchangers (Chemical Engineering, August 1, 1981)

- 16.- P. S. V. Kurmarao : Determine LMDT for a 1-1 Split-Flow Exchanger (Chemical Engineering, March 1, 1983)
- 17.- Shuh-Chin Chang : Simulating Heat Exchanger Performance (Chemical Engineering, April 1, 1984)
- 18.- V. Ganapathy : Quick Calculation for Exchanger Tubesheet Thickness (Chemical Engineering, May 1, 1975)
- 19.- J. W. Palen, G. Breber and J. Taborek : Prediction of Flow Regimes in Horizontal Tube-Side Condensation (Heat Transfer Engineering, Vol. 1 No 2 Oct-Dec 1, 1979)
- 20.- K. E. Starner, R. A. Cromis : Using High Flux Evaporator Surface in Centrifugal Chillers (Ashrae Journal, December 1, 1977)
- 21.- A. F. Stegelman, R. Renfflen : On Line Mechanical Cleaning of Heat Exchangers (Hydrocarbon Processing, January 1, 1983)
- 22.- A. Frass & Osisik : Heat Exchanger Design
- 23.- V. Isachenco, V. Osipova, A. Sukomel : Transferencia de Calor
- 24.- Donal Q. Kern : Procesos de Transferencia de Calor (Cia. Editorial Continental S. A. de C. V., decimasexta impresión - Julio 1, 1982)
- 25.- Jose A. Manrique : Transferencia de Calor (Harla S. A. de C. V. - México 1, 1976)

- 26.- W. H. Mc Adams : Heat Transmission (Mc Graw-Hill Book Company Inc. - New York 1,953)
- 27.- N. Afgan and E. U. Schlünder : Heat Exchangers - Design and Theory Sourcebook
- 28.- Bados Rossignoli : Transmisión del Calor (Editorial Troquel S. A. - Buenos Aires 1,968)
- 29.- Eduardo Hernández Goribar : Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración (Editorial Limusa S. A. cuarta reimpression - México 1,982)
- 30.- W. F. Stoecker : Refrigeración y Acondicionamiento de Aire (Mc Graw-Hill de México S. A. de C. V., Edición 1,970)
- 31.- José Vives Escuder : Instalaciones Frigoríficas (Editorial Reverté S. A. - México 1,957)
- 32.- ASHRAE HANDBOOK : 1,979 Equipment
- 33.- ASHRAE HANDBOOK : 1,981 Fundamentals Handbook
- 34.- Standards of Tubular Exchanger Manufacturer Association (TEMA Standards 1,968)
- 35.- Japanese Industrial Standard : Shell and Tube Heat Exchangers (JIS B 8249 - 1,978)
- 36.- Japanese Industrial Standard : Construction of Pressure Vessels (JIS B 8243 - 1,981)