

112

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

Facultad de Quimica

"DISEÑO DE UN PRECALENTADOR PARA UNA
CALDERA DE DOWTHERM"

T E S I S

Que para obtener el título de:

INGENIERO QUIMICO

p r e s e n t a:

L U I S F L O R E S L O P E Z

México, D. F.

1975



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

CLAS. TESIS
ADQ. _____
FECHA 1975
PROC. M.T. 107



J U R A D O :

Presidente	ING. CARLOS DOORMAN MONTERO
Vocal	ING. ANTONIO VALIENTE BARDERAS
Secretario	ING. JORGE MANDOKI
1er. Suplente	ING. ANTONIO FRIAS MENDOZA
2do. Suplente	ING. GUILLERMO ALCAYDE LACORTE

Tema desarrollado en la FACULTAD DE QUIMICA (UNAM)

S U S T E N T A N T E



LUIS FLORES LOPEZ

A S E S O R



ING. JORGE MANDOKI

A la memoria de mi Padre

JOSE FLORES SANDOVAL

A mi Madre

CLARA LOPEZ DE FLORES

A mis Hermanos

MARGARITA

RAUL

HECTOR

ALICIA

Ma. ELENA

JOSEFINA

ELOY

Y

LETICIA

A mis TIOS y TIAS.

A mi Novia

CARMEN V. DE LA MORA V.

Al inc. JORGE MANDOKI W.

Por su valiosa orientación

A todos mis MAESTROS.

INDICE.

	PAG.
INTRODUCCION	1
CAPITULO I	
Transmisión de calor	2
Conducción	2
Conductividad térmica	4
Convección	8
Convección natural	11
Radiación	13
CAPITULO II	
Equipo de transferencia de calor	14
Intercambiador de tubos concéntricos	15
Intercambiador de espejos fijos	17
Intercambiador de espejos flotantes	17
Intercambiador de tubos en "U"	19
Intercambiador de serpiente	19
Intercambiador de superficies extendidas	20
Intercambiador tipo Kettle	22
CAPITULO III	
Método de cálculo de un intercambiador de calor	23
Coefficiente total de transferencia	31
Coefficientes de película	39
Caida de presión en un intercambiador	41

	PAG.
CAPITULO IV	
Balance térmico de la caldera	43
Exceso de aire empleado	45
Eficiencia de la caldera	48
CAPITULO V	
Diseño de un precalentador de aire	51
Datos para el diseño	52
Diseño de un intercambiador de calor "1-1"	58
CAPITULO VI	
Consideraciones económicas	61
Tablas de resultados	63
Comparación de costos de intercambiadores	71
Ahorro que produce el intercambiador	72
CONCLUSIONES	73
NOMENCLATURA	74
BIBLIOGRAFIA	76

INTRODUCCION.

En los últimos años se ha agudizado en el mundo entero el problema de la escasez de energéticos, pero aún cuando este problema no es nuevo, hasta hace muy poco tiempo no se había pensado en él con detenimiento.

Teniendo en cuenta que los energéticos pertenecen a la familia de recursos naturales no-renovables, se ha encontrado que una de las formas de amortiguar este problema consiste en tratar de hacer un uso más adecuado de ellos, y sobre todo, buscar la forma de aprovecharlos al máximo.

Una de las finalidades del presente trabajo es la de dar una idea de como se puede aprovechar en una forma más completa la energía que se genera cuando se quema un combustible en una caldera para Dowtherm.

Para ilustrar lo anterior, se presenta el diseño de un precalentador de aire empleando como medio de calentamiento los gases generados cuando se quema un combustible.

CAPITULO I

TRANSMISION DE CALOR.

En la industria química una de las operaciones de mayor importancia es aquella que involucra procesos en los cuales se genera o se absorbe calor ya que en casi todos los procesos industriales se presenta en alguna forma la transferencia de calor. Por esta razón es de gran importancia que el ingeniero químico este acostumbrado a manejar este tipo de operaciones unitarias. En base a esta idea en el presente capítulo se hace una revisión de los diferentes mecanismos de transmisión de calor.

Existen básicamente tres mecanismos de transmisión de calor: CONDUCCION, CONVECCION y RADIACION. Cada uno de estos mecanismos puede presentarse aisladamente, pero es más frecuente que se presenten combinados.

1.1.-CONDUCCION.

Se puede definir la conducción como la transferencia de calor a través de una pared sólida no-porosa cuando existe un gradiente de temperaturas entre un lado y otro de la pared. La forma de este mecanismo se debe a que las moléculas de la pared sólida que se encuentran en el lado de mayor temperatura adquieren energía que las hace vibrar dando origen a que se presenten choques entre moléculas vecinas y por medio de estos choques se va transmitiendo la energía a través de toda la pared hasta llegar al lado opuesto. Como se puede apreciar, una de las características principales de este mecanismo es que no existe un desplazamiento macroscópico de las moléculas.

Se ha encontrado que la conducción es un mecanismo casi exclusivo de los sólidos ya que en los líquidos y en los gases se presenta con muchas restricciones.

La ley básica de la transmisión de calor por conducción puede representarse por medio de la siguiente ecuación;

$$(1.1) \quad \text{Velocidad} = \frac{\text{Fuerza Impulsora}}{\text{Resistencia}}$$

donde la Fuerza Impulsora es el gradiente de temperatura a través de la pared sólida y el término de resistencia esta definido por la Ley de Fourier.

Para desarrollar la ecuación anterior considerese una pared plana de espesor "x" y con una área normal al flujo "A", un gradiente de temperatura "At". La Ley de Fourier establece que la velocidad de flujo de calor a través de la pared, es directamente proporcional al producto del gradiente de temperatura por el área de flujo e inversamente proporcional al espesor de la pared. Si "Q" es el calor que fluye a través de la pared en un tiempo "θ", entonces "Q/θ" viene a ser la velocidad de flujo y la Ley de Fourier se puede escribir como

$$(1.2) \quad \frac{dQ}{d\theta} = \frac{k A dt}{dx} = \frac{At}{R}$$

en donde "k" es una constante de proporcionalidad.

Si el gradiente de temperatura varia en un rango insignificante con el tiempo, la velocidad de flujo de calor será constante por lo que se dice que el proceso se lleva a cabo a regimen permanente, y bajo estas condiciones la ecuación (1.2) se transforma en;

$$(1.3) \quad q = -k A (t_2 - t_1)$$

en donde el signo solo es convencional e indica la dirección del flujo.

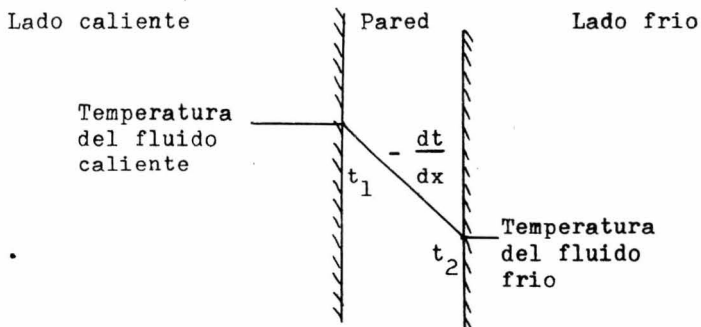


FIGURA 1.1

CONDUCTIVIDAD TERMICA. La constante de proporcionalidad "k" en la ecuación de Fourier se le conoce con el nombre de "Conductividad térmica" y es una propiedad característica de cada material.

La conductividad térmica de los sólidos tiene un amplio rango de variación dependiendo si el sólido es un buen conductor del calor como el acero, o si es un mal conductor del calor como el asbesto. Para valores pequeños de Δt , la conductividad varia muy poco, al grado que en ocasiones se considera constante en rangos pequeños, en cambio cuando los valores de Δt son grandes, "k" puede variar apreciablemente y para usar adecuadamente la ecuación de Fourier, se debe emplear un valor medio de la conductividad térmica, el cual puede calcularse mediante la siguiente ecuación

$$(1.4) \quad k_m = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} k \, dt$$

También se puede considerar la variación de la conductividad térmica como si fuese lineal, esto es,

$$(1.5) \quad k = a + bt$$

en donde "a" y "b" son dos constantes.

De acuerdo a esto, la conductividad térmica media sera la media aritmetica entre las dos conductividades extremas.

$$(1.6) \quad k_m = \frac{k_1 + k_2}{2}$$

En la literatura ya se encuentran tabulados los valores de "k" para diferentes materiales y a diferentes temperaturas, pero cuando no se dispone de estos datos, el valor de la conductividad térmica, debe ser evaluado experimentalmente.

Dependiendo del sistema de unidades con que se trabaja, las unidades de "k" pueden ser: Btu/ (hr) (ft²) (°F/ft), o bien pueden ser Kcal/ (hr) (m²) (°C)/(m).

Hasta aqui se ha hablado de la ecuación de Fourier aplicada a la determinación del flujo de calor a traves de una pared simple y plana, pero esta ecuación tambien puede ser aplicada a paredes compuestas de varios materiales colocados en serie como se muestra en la figura 1.2, un ejemplo de esta situación se presenta en la construcción de hornos en donde generalmente se usan diversos tipos de ladrillos refractarios, unos capaces de resistir altas temperaturas pero estos son caros y frágiles, otros son menos resistentes a las temperaturas elevadas pero en cambio son mas resistentes a los esfuerzos y son más baratos, estos últimos generalmente se colocan en las paredes exteriores.

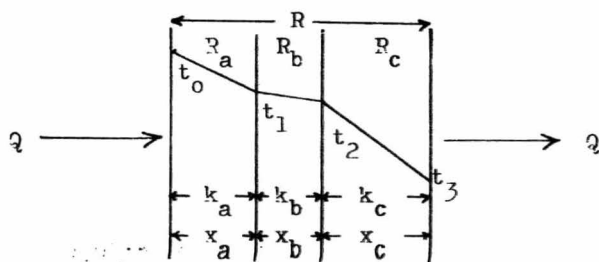


FIGURA 1.2

De acuerdo con la figura (1.2), el flujo de calor a través de la pared compuesta sera;

$$(1.7) \quad q = \Delta t / R$$

El calor que pasa a través del material "a" debe vencer la resistencia "Ra", de la misma forma, al atravesar los materiales "b" y "c", debe vencer las resistencias "Rb" y "Rc" y ese calor que pasa por cada material debe ser el mismo por tratarse de una operación a regimen permanente, es decir, la cantidad de calor que pasa a través de la cara izquierda debe ser igual al calor que sale por la cara derecha. De acuerdo con esto, si las resistencias de cada material son diferentes, la ecuación (1.7) se puede escribir como

$$(1.8) \quad q = \frac{\Delta t_a}{R_a} = \frac{\Delta t_b}{R_b} = \frac{\Delta t_c}{R_c}$$

de acuerdo con la figura (1.2) esta ecuación se puede expresar por;

$$(1.9) \quad q = \frac{t_0 - t_1}{R_a} = \frac{t_1 - t_2}{R_b} = \frac{t_2 - t_3}{R_c}$$

Si se substituyen los términos de resistencias se tiene;

$$(1.10) \quad q = \frac{t_0 - t_3}{(x_a/k_a A) + (x_b/k_b A) + (x_c/k_c A)}$$

Por medio de esta ecuación es posible calcular el flujo de calor a través de paredes compuestas de geometría plana.

El tratamiento hecho hasta aquí para secciones planas puede hacerse extensivo para secciones circulares como en el caso de una tubería. Para poder aplicar la ecuación de Fourier a esta nueva situación basta con modificar el término de área de transferencia.

Para una pared plana se había tomado el área de transferencia como "A" y el equivalente a esta área en una sección circular será " $2 \pi r L$ ", en donde "r" es el radio y "L" es la longitud de la sección circular. Al substituir estos valores en la ecuación (1.2), se obtiene;

$$(1.11) \quad q = \frac{2 \pi r L k}{(dt/dx)}$$

Si esta ecuación se aplica a una longitud unitaria se puede eliminar el termino "L" de la ecuación anterior.

Haciendo referencia a la figura (1.3) se puede apreciar en ella que el área de flujo de calor aumenta conforme se pasa desde la cara interna hasta la externa por esto al integrar la ecuación (1.11) se obtiene;

$$(1.12) \quad q = \frac{2 \pi k (t_1 - t_2)}{\ln (r_1/r_2)}$$

Teniendo en cuenta que la relación de radios es igual a la relación de diámetros, se puede escribir esta última ecuación como;

$$(1.13) \quad q = \frac{2 \pi k (t_1 - t_2)}{\ln (D_1 / D_2)}$$

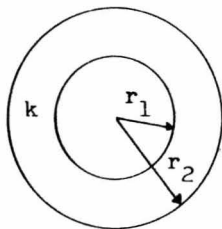


FIGURA 1.3

1.2.-CONVECCION.

Es la transferencia de calor entre partes calientes y frias de un fluido por medio de mezclas. Este mecanismo se presenta casi siempre acompañado de la transferencia de calor por conducción.

Para ejemplificar este mecanismo supongase que se coloca un recipiente con agua sobre la flama de una estufa, al calentarse el recipiente transmite su calor al líquido que se encuentra junto a él, esta parte del líquido cuando se calienta disminuye su densidad y--tiende a subir transmitiendo el calor que lleva consigo a las regiones más frias por medio de mezclas.

En este mecanismo se presentan dos situaciones:

- 1.- Si el movimiento de los fluidos se lleva a cabo solo por la diferencia de densidades, se dice que es una "Convección Natural".
- 2.- Si se requiere que la transferencia de calor se lleve a cabo más rápidamente se puede recurrir a medios mecánicos para provocar una -agitación que hace que la mezcla de los fluidos sea más rápida; a esta nueva situación se le ha dado el nombre de convección forzada.

En la industria una de las aplicaciones de este mecanismo es -dar salida a humos y gases por medio de chimeneas, también es de --gran utilidad en sistemas de calefacción para habitaciones.

La ecuación que describe este mecanismo es similar a la (1.3) y se representa mediante

$$(1.14) \quad q = h A \Delta t$$

en donde "h" es una constante de proporcionalidad conocida por el nombre de "Coeficiente de transferencia de calor".

El coeficiente de transferencia de calor es función de la naturaleza del fluido y de la turbulencia que se tenga en el seno del mismo.

Una de las formas de calcular el coeficiente es empleando módulos adimensionales entre los cuales estan;

REYNOLDS	$Re = u.D \rho / \mu = G.D / \mu$
PRANDTL	$Pr = cp.\mu / k$
NUSSELT	$Nu = h.D / k$
STATON	$St = h / cp.G = Nu / Re.Pr$
PECLET	$Pe = D.G.cp / k = u.D / a$
GRASHOF	$Gr = (g.D^3 / \nu^2) (\beta .At)$

A continuación indicaremos las expresiones mas usadas en el calculo de coeficientes de convección.

1.2.1.- FLUIDOS POR EL INTERIOR DE TUBOS.

a.-FLUJO TURBULENTO.

Usando las propiedades del fluido a la temperatura media de la película, el valor del coeficiente se puede calcular mediante la ecuación de Dittus-Boelter;

$$(1.15) \quad Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33}$$

Cuando se consideran las propiedades del fluido a la temperatura de un punto suficientemente alejado de la superficie de transferencia, la ecuación anterior se transforma en;

$$(1.16) \quad Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad \text{Para calentamiento.}$$

y

$$(1.17) \quad Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad \text{Para enfriamiento}$$

Para el caso de gases en los cuales el número de Prandtl es prácticamente constante e igual a 0.74, se puede usar la ecuación

$$(1.18) \quad Nu = 0.021 Re^{0.8}$$

En el caso de que se tengan fluidos muy viscosos que se mueven con números de Reynolds superiores a 8 000, se emplea una modificación de la ecuación de Dittus-Boelter y que se conoce como ecuación de Sieder y Tate.

$$(1.19) \quad Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{0.33} (\eta/\eta_s)^{0.14}$$

b.-FLUJO LAMINAR.

La ecuación general aplicable a este caso es

$$(1.20) \quad Nu = 2.0 (W.cp / k L)^{1/3} (\eta/\eta_s)^{0.14}$$

Para fluidos poco viscosos ó cuando la At no es muy grande;

$$(1.21) \quad Nu = 1.75 (\eta/\eta_s)^{0.14} \left[\frac{W.cp}{k.L} (1 + 0.015 z)^{1/3} \right]^{1/3}$$

en donde

$$z = \frac{L^2}{D^2} Gr Pr$$

1.2.2.- FLUIDOS EN EL EXTERIOR DE LOS TUBOS.

a.-FLUJO TURBULENTO.

Considerando las propiedades de los fluidos a la temperatura media de la película se tiene;

$$(1.22) \quad Nu = Pr^{0.3} (0.35 + 0.47 Re^{0.52}) \quad \text{Para líquidos.}$$

y

$$(1.23) \quad Nu = 0.26 Pr^{0.3} Re^{0.6} \quad \text{Para gases.}$$

En el caso de aire y gases diatómicos se puede usar

$$(1.24) \quad Nu = 0.24 Re^{0.6}$$

Para líquidos que se mueven en el espacio anular de dos tubos concéntricos se puede usar la ecuación de Davis

$$(1.25) \quad \frac{h}{cp.G} = 0.029(D.G/\mu)^{-0.2}(cp.\mu/k)^{-2/3}(D_i/D_o)^{0.15}(\mu/\mu_s)^{0.14}$$

donde D_i y D_o son los diámetros interno y externo de la zona anular.

b.- FLUJO LAMINAR.

Para el caso de aire o gases se puede hacer uso de la ecuación (1.24), y para líquidos con Reynolds comprendido entre 0.1 y 200 se emplea la ecuación

$$(1.26) \quad Nu = 0.86 Pr^{0.3} Re^{0.43}$$

Para líquidos con Reynolds mayores de 200 y gases con Reynolds entre 0.1 y 10 000 se puede usar

$$(1.27) \quad Nu = Pr^{0.3} (0.35 + 0.47 Re^{0.52})$$

1.2.3.- CONVECCION NATURAL.

Para líquidos o gases con números de Grashof menores de 3, se usa la ecuación de Rice cuya expresión es

$$(1.28) \quad Nu = 0.47 (Gr Pr)^{0.25} \quad \text{Para tubos horizontales}$$

y

$$(1.29) \quad Nu = 0.59 (Gr Pr)^{0.25} \quad \text{Para tubos verticales.}$$

Cuando el fluido es aire, las correlaciones para la convección natural se pueden dividir en dos; convección libre en tubos y tuberías simples y convección libre en recipientes y paredes.

McAdams ha resumido las formas de las correlaciones para la convección natural cuando el fluido es aire en la siguiente forma.

Tubos horizontales $hc = 0.50 (\Delta t/d_o)^{0.25}$

Tubos largos verticales $hc = 0.40 (\Delta t/d_o)^{0.25}$

Placas verticales de menos

de dos pies de altura $hc = 0.28 (\Delta t/z)^{0.25}$

Placas verticales de mas

de dos pies de altura $hc = 0.30 (\Delta t)^{0.25}$

Placas horizontales hacia abajo $hc = 0.38 (\Delta t)^{0.25}$

Placas horizontales hacia arriba ... $hc = 0.20 (\Delta t)^{0.25}$

en donde (Δt) es la diferencia de temperaturas entre la superficie caliente y el fluido frío, ($^{\circ}F$).

d_o es el diámetro exterior en pulgadas.

"z" es la altura en pies.

En esta situación las unidades de "hc" son: Btu / hr ft² °F.

Cuando se desea trabajar en el sistema métrico decimal, es decir cuando la diferencia de temperaturas este en $^{\circ}C$, y el coeficiente en Kcal / hr m² °C, las ecuaciones empleadas son;

$$hc = Y (\Delta t)^{0.25}$$

Para paredes horizontales hacia arriba $Y = 2.1$

Para paredes horizontales hacia abajo $Y = 1.1$

Para paredes verticales menores de 40 cm. $Y = 1.5$

Para paredes verticales mayores de 40 cm. $Y = 1.2$

Para tubos horizontales o verticales $Y = 1.1$

1.3.- RADIACION.

Tanto al conducción como la convección requieren de la presencia de un medio para transportar el calor desde la fuente hasta el receptor, en cambio la transferencia de calor por medio de radiación no requiere de la intervención de ningún medio material e incluso se puede llevar a cabo en el vacío absoluto.

Se puede definir la radiación como la transferencia de calor a través del espacio por medio de ondas electromagnéticas. Cuando esta radiación se envía a través del espacio no sufre ninguna desviación en su trayectoria, sin embargo, cuando incide sobre algún cuerpo esa energía puede ser reflejada o absorbida. Cuando esta energía es absorbida tiene la ventaja de transformarse en calor en forma cuantitativa.

Una de las leyes que rigen la radiación es la que se conoce por el nombre de Ley de Stefan-Boltzman y establece que la radiación total de un cuerpo negro es proporcional a la cuarta potencia de la temperatura absoluta del cuerpo. Esta ley se expresa por;

$$(1.30) \quad E = 0.173 \times 10^{-8} T^4$$

a la constante $0.173 \times 10^{-8} T^4$ Btu / (hr)(ft²)(°R⁴), se le conoce como constante de Stefan-Boltzman y se representa mediante el símbolo " σ ".

Se ha encontrado que la velocidad con que una fuente puede recibir calor esta dada por

$$(1.31) \quad q = \epsilon \sigma A (T_1^4 - T_2^4)$$

en donde " ϵ " es la emisividad, que al igual que la conductividad térmica y el coeficiente de transferencia de calor debe ser evaluado experimentalmente cuando no se dispone de datos .

CAPITULO II

✓ EQUIPO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El equipo de transferencia de calor se puede definir de acuerdo con las funciones que desempeñe dentro de un proceso. Por esta razón se llama INTERCAMBIADORES a los que recuperan calor entre dos corrientes de un proceso. Los CALENTADORES se usan para calentar los fluidos de un proceso, generalmente se usa vapor con este fin. Los ENFRIADORES se emplean para enfriar fluidos de proceso, siendo el agua el principal medio de enfriamiento. Los CONDENSADORES son enfriadores--cuyo propósito principal es disipar calor latente de un fluido. Los HERVIDORES tienen el propósito de proporcionar los requerimientos de calor latente en los procesos de destilación. Los EVAPORADORES se emplean para concentrar soluciones mediante la evaporación de agua. Si el fluido que se va a evaporar no es agua, entonces el equipo recibe el nombre de VAPORIZADOR.

Como se puede apreciar, el equipo de transmisión de calor no se puede caracterizar por un solo diseño ya que la variedad de estos equipos es prácticamente ilimitada. Sin embargo, la característica común de la mayoría de estos equipos es la transferencia de calor desde una fase caliente hasta una fase fría y que las dos fases están--separadas por una frontera sólida. ✓

A continuación se presentan algunos de los equipos industriales más comunes en procesos de transferencia de calor, como son los intercambiadores de tubos concéntricos, de coraza y tubos, de serpiente, de superficies extendidas, etc.

A.- INTERCAMBIADORES DE TUBOS CONCENTRICOS.

El tipo más sencillo de un intercambiador de calor es el que recibe este nombre y consiste de dos tubos concéntricos arreglados como se muestra en la figura (2.1). Uno de los fluidos se hace circular por el tubo central y el otro fluye por el espacio anular que queda comprendido entre ambos tubos, ya sea en corriente paralela o a contracorriente respecto al fluido interior.

La longitud de cada sección por lo general esta limitada a las longitudes estándar de los tubos, así que cuando se requiere de una superficie apreciable para la transferencia de calor se pueden hacer arreglos como los mostrados en el esquema de la figura (2.2), a este tipo de arreglos se les conoce por el nombre de horquillas.

APLICACIONES.

Se usan principalmente en aquellos procesos en que el área de transferencia requerida es pequeña, como es el caso de algunos procesos farmacéuticos, también es muy adecuado para aquellos procesos en que los fluidos manejados se encuentran a presiones elevadas.

DESVENTAJAS.

Este tipo de equipos requieren de un espacio grande respecto a el área de transferencia que pueden proporcionar, además, el tiempo y gastos requeridos para su limpieza es muy elevado y debido a su diseño estos equipos presentan muchos puntos de fugas.

Cuando las demandas industriales requieren de una gran superficie para la transferencia de calor se tienen dos alternativas para resolver este problema: usar un gran número de horquillas ó usar un haz de tubos contenidos dentro de otro de mayor diámetro, a este arreglo se le conoce como INTERCAMBIADOR DE CORAZA Y TUBOS.

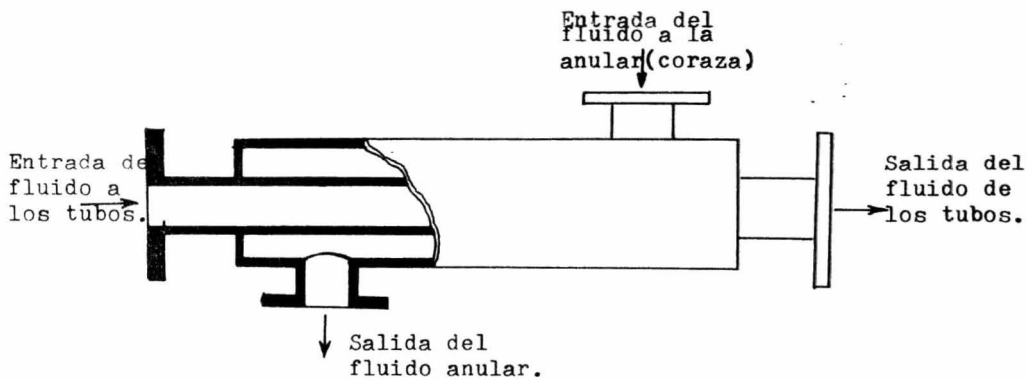


Figura 2.1 INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO.

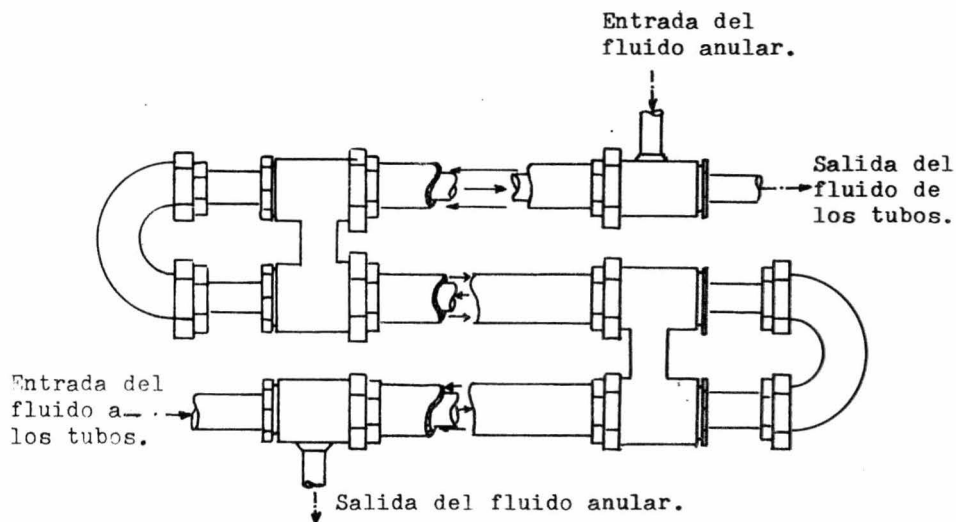


Figura 2.2 INTERCAMBIADOR DE HORQUILLA.

B.. INTERCAMBIADORES DE ESPEJOS FIJOS.

Este tipo de intercambiadores pertenecen a la familia de los de coraza y tubos. Tienen como característica fundamental el hecho de que los espejos esten fijos a la coraza, lo que elimina empaques internos y reduce los puntos de fugas entre coraza y tubos. En la figura (2.3) se muestran dos ejemplos de este tipo de equipo.

APLICACIONES.

Las aplicaciones más comunes son en condensadores, calentadores y sobre todo en aquellos casos en que el material de empaque resulta un problema. Este es de los equipos más economicos entre los de coraza y tubos.

DESVENTAJAS.

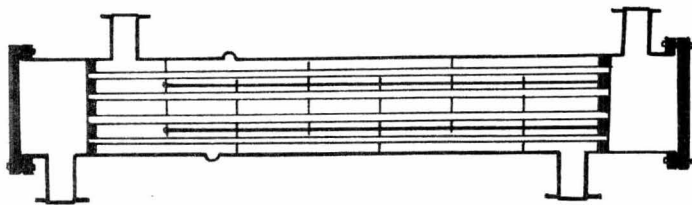
La desventaja principal de estos equipos consiste en la imposibilidad de realizar la limpieza mecanica en el exterior de los tubos interiores, esta limpieza unicamente se puede llevar a cabo mediante productos quimicos y solventes, existe además el problema de la expansión diferencial debida a los diferentes coeficientes de dilatación entre los tubos y la coraza, esta expansión puede amortiguarse mediante el empleo de juntas de expansión.

C .- INTERCAMBIADOR DE ESPEJOS FLOTANTES.

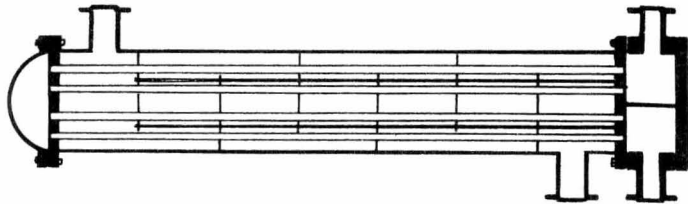
También pertenecen al grupo de intercambiadores de coraza y tubos y consisten de un cabezal fijo que puede estar sujeto entre las bridas de un carrete y de la coraza, como se muestra en la figura (2.4). En el extremo opuesto del haz de tubos, estos se expanden libremente gracias a un cabezal flotante que se desplaza con libertad.

APLICACIONES.

Es muy usado en procesos en que se tienen altas temperaturas diferenciales o cuando los fluidos tienen tendencia a incrustar.

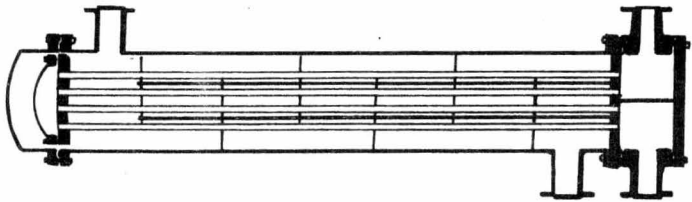


(A)

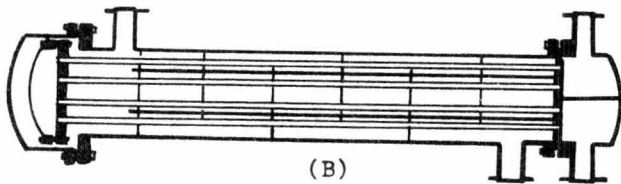


(B)

Figura 2.3 INTERCAMBIADORES DE ESPEJOS FIJOS. (A) Con carretes integrales. (B) Intercambiador 1-2.



(A)



(B)

Figura 2.4 (A) INTERCAMBIADOR 1-2 CON CABEZAL FLOTANTE DE APRASTRE. (B) Intercambiador 1-2 con cabezal flotante.

Este tipo de equipos tiene la ventaja de eliminar los problemas de la expansión diferencial, además el haz de tubos es removible por lo que es posible inspeccionar y limpiar mecánicamente el exterior de los tubos.

DESVENTAJAS.

Los intercambiadores de espejos flotantes tienen un costo más elevado y el movimiento del cabezal flotante puede producir serios peligros de corrosión además de que en los empaques se corre el peligro de fugas.

D.- INTERCAMBIADOR DE TUBOS EN "U".

Los intercambiadores de este tipo están formados por tubos que se doblan en forma de U y se rolan después en el espejo o cabezal de tubos. Otra característica es que solo cuentan con un solo espejo o cabezal lo que elimina los empaques internos. Figura (2.5)

APLICACIONES.

Tienen gran aceptación en aquellos procesos en que existen elevadas temperaturas diferenciales, los tubos pueden dilatarse libremente eliminando los problemas de dilatación diferencial.

DESVENTAJAS.

La forma de los tubos hace muy difícil la limpieza interna de los tubos e impide el reemplazamiento de los tubos internos del haz y nunca se podrán tener más ni menos de dos pasos del lado de los tubos. Este equipo presenta problemas de corrosión en los tubos en los puntos en que se encuentra doblado el tubo.

E.- INTERCAMBIADORES EN ESPIRAL (SERPENTIN).

Un tubo en espiral proporciona uno de los medios más baratos de obtener superficie de transferencia de calor. Generalmente se consiguen doblando longitudes variables de tubería de cobre, acero u -

otras aleaciones, para darles forma de helices o serpentines helicoidales como se muestra en la figura (2.6).

APLICACIONES.

Los serpentines se instalan frecuentemente en recipientes cilindricos, son muy empleados en procesos intermitentes y cuando los requerimientos de carga térmica no son muy grandes.

DESVENTAJAS.

En estos equipos el coeficiente de transmisión de calor generalmente es bajo cuando no se encuentra en el recipiente donde se instala un medio adecuado de agitación mecánica, además en serpentines con diámetros superiores a una pulgada, se requieren técnicas especiales para evitar que el tubo se colapse al doblarlo.

F.- INTERCAMBIADORES CON SUPERFICIES EXTENDIDAS.

Su principal característica es que los tubos interiores tienen añadidas piezas de metal con el objeto de aumentar al área de transmisión de calor como se muestra en la figura (2.7).

APLICACIONES.

Estos equipos se usan principalmente en aquellos procesos en que uno de los fluidos tiene un coeficiente de transferencia significativamente mas grande que el otro como en el caso de sistemas como el aire-vapor en que el aire tiene un coeficiente aproximado de 5, y el vapor tiene un coeficiente aproximado de 1 500. Presentan la ventaja de poder transmitir grandes cantidades de calor en unidades compactas.

DESVENTAJAS.

Debido a su geometría solo es conveniente usarlos con fluidos que tengan poca tendencia a incrustar por ser casi imposibles de limpiarlos. Estos equipos son muy caros y generalmente no se justifica su gasto.

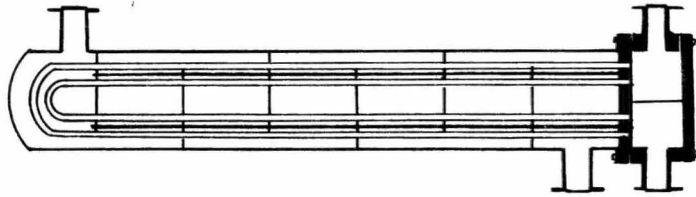


Figura 2.5 INTERCAMBIADOR 1-2 CON TUBOS EN "U".

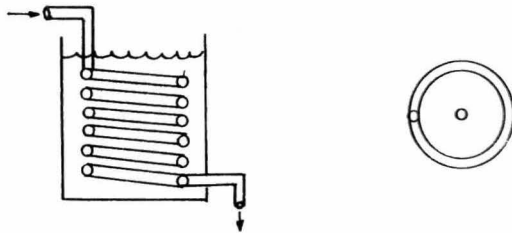


Figura 2.6 INTERCAMBIADOR DE SERPENTIN.

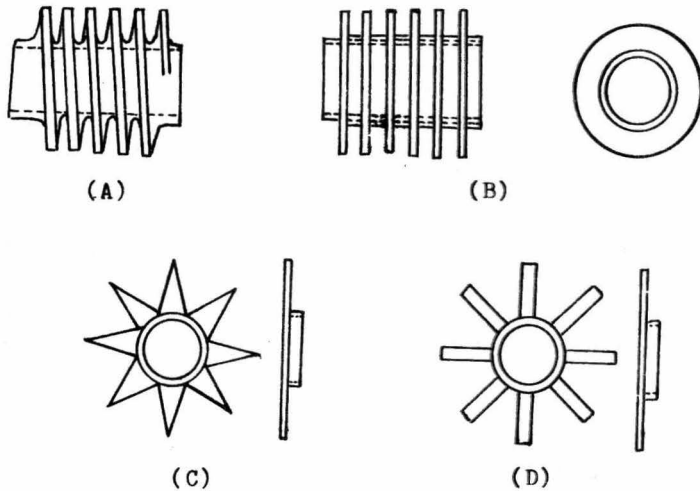


Figura 2.7 INTERCAMBIADOR DE SUPERFICIES EXTENDIDAS.

(A). Aletas helicoidales. (B). Aletas de disco.

(C). Aletas de estrella (D). Aletas de estrella.

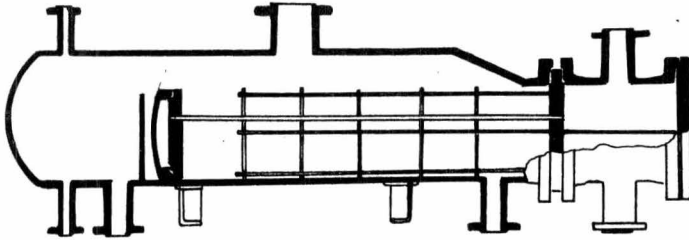


Figura 2.8 INTERCAMBIADOR TIPO KETTLE.

G.- INTERCAMBIADOR TIPO KETTLE.

Un intercambiador de este tipo tiene la particularidad de que la coraza tiene dos diámetros diferentes como se muestra en la figura (2.8). Un diámetro más pequeño en la entrada del haz tubular que se ajusta al diámetro de este, y otra sección de un diámetro mayor que permite tener una cámara de vapor sobre los tubos con lo que se permite una separación entre el líquido y el vapor generado.

APLICACIONES.

Se usa principalmente en procesos en los que uno de los fluidos debe ser vaporizado. Algunos de estos equipos se encuentran en calderas, evaporadores y rehervidores de las torres de destilación.

DESVENTAJAS.

El costo de estos equipos es relativamente alto, solo se pueden utilizar en posición horizontal y generalmente no se pueden -- emplear en procesos diferentes para los que fueron diseñados.

CAPITULO III

METODO DE CALCULO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA UN SISTEMA "GAS-GAS"

En este capítulo se presenta una secuencia de cálculo para el diseño de un INTERCAMBIADOR DE TUBOS Y CORAZA CON ESPEJOS FIJOS que es el más adecuado para los propósitos de recuperación de calor de los gases de combustión generados por una caldera.

Este tipo de equipo de transferencia de calor es uno de los más empleados en la industria química debido a que su gran versatilidad permite usarlo en diferentes situaciones y por ser fácil de construir, estos equipos tienen un costo relativamente bajo. Se presenta en estos equipos el problema de la expansión diferencial debido a los diferentes coeficientes de dilatación entre los tubos y la coraza. Para eliminar estos problemas se hace una junta de expansión en la coraza.

La secuencia de cálculo se puede descomponer en los siguientes pasos:

1.-BALANCE DE CALOR.

Al hacer el diseño de un intercambiador de calor se supone que la transferencia se lleva a cabo en un 100 %. Aunque considerado esto estrictamente es un error, si se comparan las pérdidas de calor con el intercambio neto de calor, se podría decir que las pérdidas de calor son despreciables.

El balance de calor total se puede representar por las siguientes ecuaciones.

Cuando solo existe intercambio de calor sensible;

$$(3.1) \quad Q = W C_p (T_1 - T_2) \quad \text{Fluido caliente}$$

y

$$(3.2) \quad q = w c_p (t_2 - t_1) \quad \text{Fluido frio.}$$

Cuando existen cambios de calor latente;

$$(3.3) \quad q = w \lambda \quad \text{ó} \quad Q = W \lambda$$

El balance total puede ser representado por la ecuación

$$(3.4) \quad W C_p (T_1 - T_2) + W \lambda = w c_p (t_2 - t_1)$$

esta ecuación se basa en el hecho de que todo el calor que cede uno de los fluidos es absorbido por el otro.

Por lo general cuando se hace el diseño de un intercambiador de calor la carga térmica se puede determinar de antemano de las condiciones de proceso.

2.- DIFERENCIA DE TEMPERATURAS.

De acuerdo a la ecuación general de transferencia ($Q = U A \Delta T$) la fuerza impulsora que provoca el flujo de calor entre cuerpos que se encuentran a diferentes temperaturas es el gradiente de temperatura. Por medio de la figura (3.1) se puede apreciar los diferentes casos de flujos en dos tubos concéntricos.

Como se puede apreciar en las figuras (3.1 a) y (3.1 b) la dirección relativa de los dos fluidos tiene una gran influencia en el valor de las diferencias de temperaturas

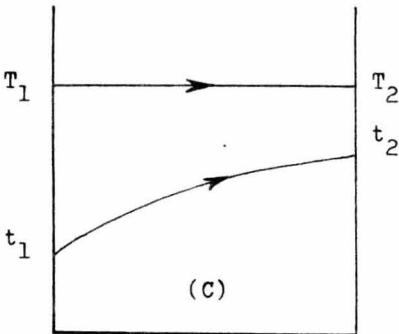
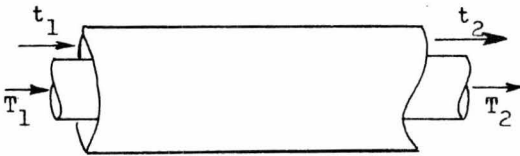
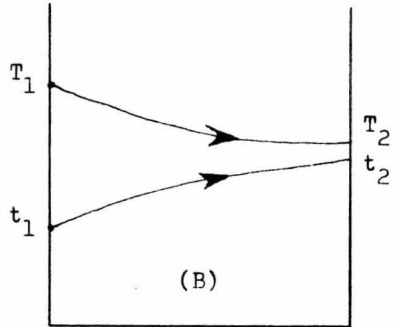
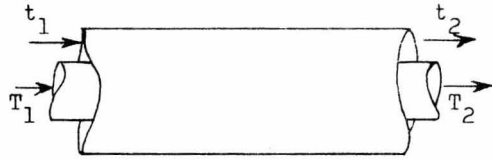
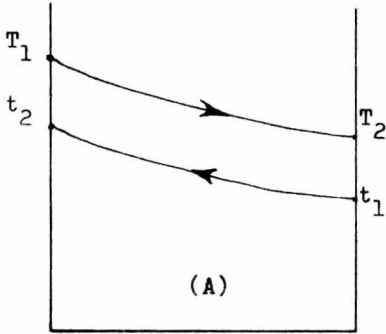
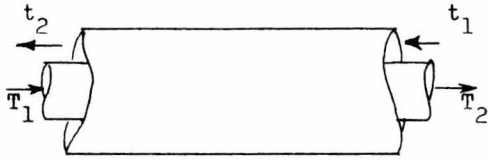


FIGURA (3.1)

Diferentes arreglos en los fluidos de dos tubos concéntricos.

A.-Flujo a contracorriente.

B.-Flujo en paralelo.

C.-Flujo que puede ser a contracorriente o a corriente paralela pero el fluido caliente solo cede su calor latente.

Para hacer la derivación de la ΔT se hacen las siguientes suposiciones para indicar que deben conservarse constantes a través de toda la trayectoria los siguientes términos;

- 1.- El coeficiente total de transferencia de calor. "U"
- 2.- El flujo de ambos fluidos en lb/hr. "W" y "w"
- 3.- El calor específico de ambos fluidos. "Cp" y "cp"
- 4.- No deben existir pérdidas de calor.
- 5.- No deben existir cambios de fase.

Partiendo de estas suposiciones se tiene que la ecuación diferencial para la transferencia de calor se expresa como;

$$(3.5) \quad dQ = U (T - t) a dL$$

en donde "a dL" es la superficie de transferencia "dA".

La ecuación de balance de calor es.

$$(3.6) \quad dQ = W C_p dT = w c_p dt$$

que integrada toma la forma de

$$(3.7) \quad Q = W C_p (T - T_2) = w c_p (t - t_1)$$

despejando de esta ecuación la temperatura T

$$(3.8) \quad T = T_2 + \frac{w c_p}{W C_p} (t - t_1)$$

si se substituye este valor en la ecuación (3.5) se tendra

$$(3.9) \quad dQ = U \left[T_2 + \frac{w c_p}{W C_p} (t - t_1) - t \right] a dL = w c_p dt$$

en donde t y L son las unicas variables. Rearreglando términos

$$(3.10) \quad \int_0^L \frac{U a dL}{w c_p} = \int_{t_1}^{t_2} \frac{dt}{T_2 - \frac{w c_p}{W C_p} t_1 + \left(\frac{w c_p}{W C_p} - 1 \right) t}$$

Integrando esta ecuación y haciendo algunas simplificaciones se puede obtener la siguiente ecuación

$$(3.11) \quad \frac{U A}{w c_p} = \frac{1}{\frac{w c_p}{W C_p} - 1} \ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}$$

substituyendo el valor de $(w c_p/W C_p)$ por su valor dado en la ecuación (3.6), la ecuación anterior se transforma en

$$(3.12) \quad \frac{U A}{w c_p} = \frac{t_2 - t_1}{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)} \ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}$$

Puesto que $Q = w c_p (t_2 - t_1)$, si sustituimos Δt_2 y Δt_1 para las temperaturas de las terminales caliente y fría. La ecuación (3.12) para flujos a contracorriente se transforma en

$$(3.13) \quad Q = U A \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \Delta t_2 / \Delta t_1}$$

Si la diferencia entre las dos terminales $(\Delta t_2 - \Delta t_1)$ se escribe de manera que sea positiva, entonces la razón de las dos terminales tomadas en el mismo orden es numericamente mayor que uno, eliminándose cualquier confusión debido a signos negativos. Al cociente de la ecuación (3.13) se le conoce comunmente como "media logarítmica de la diferencia de temperaturas" y normalmente se representa como MLDT.

La ecuación de transferencia para flujo a contracorriente es;

$$(3.14) \quad Q = U A \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln(T_1 - t_2)/(T_2 - t_1)}$$

La ecuación de transferencia para flujo o corriente paralela es;

$$(3.15) \quad Q = U A \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln(T_1 - t_1)/(T_2 - t_2)}$$

3.- CORRECCION DE LA MLDT.

Cuando se tienen intercambiadores de calor con más de un paso en los tubos no se puede establecer el patron de flujo en paralelo ni en contracorriente porque el fluido que viaja dentro de los tubos recorre un paso en paralelo con la dirección del fluido de la coraza y el paso siguiente lo hace a contracorriente. Debido a esta situación, existe la necesidad de hacer una corrección a la media logaritmica de la diferencia de temperaturas, ya que se ha encontrado que el gradiente de temperaturas es más pequeño cuando los fluidos viajan en corriente paralela.

Cuando el intercambiador consta de varios pasos en los tubos, para encontrar la verdadera MLDT se ha desarrollado un factor de corrección que se representa como "Ft". Este factor puede determinarse graficaménte ó por medio de la siguiente ecuación

$$(3.16) \quad F_t = \frac{R^2 + 1 \ln(1 - S)/(1 - RS)}{(R-1) \ln \frac{2 - S(R+1 - R^2 - 1)}{2 - S(R+1 + R^2 - 1)}}$$

en donde:

$$(3.17a) \quad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

y

$$(3.17b) \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

De acuerdo a esto la ecuación de Fourier para intercambiadores que tienen dos o más pasos sera:

$$(3.18) \quad Q = U A F_t \text{ (MLDT)}$$

Este factor puede usarse como un criterio para la selección más adecuada del arreglo de un intercambiador. Para que un intercambiador resulte adecuado el valor de este factor no debe ser inferior a 0.75

EJEMPLO.

Por medio del siguiente problema se ejemplifica la diferencia en el valor de la MLDT cuando los fluidos estan a contracorriente y cuando fluyen con corriente paralela.

Un fluido caliente entra a un intercambiador de tubos concéntricos a una temperatura de 300°F y es enfriado hasta 200°F con un fluido que entra a 100°F y se calienta hasta 150°F. La MLDT será mayor cuando se tienen los flujos en paralelo o a contracorriente?

SOLUCION. Es conveniente escribir los datos de temperatura como se muestra a continuación con el objeto de simplificar los cálculos

A.- FLUJO A CONTRACORRIENTE:

	FLUIDO CALIENTE		FLUIDO FRIO			
(T ₁)	300	(t ₂)	150	=	150 (Δt ₂)
(T ₂)	200	(t ₁)	100	=	100 (Δt ₁)
				(Δt ₂ - Δt ₁) = 50		

$$MLDT = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} = \frac{50}{\ln 150/100} = 123.5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

B.- FLUJO EN PARALELO

	FLUIDO CALIENTE		FLUIDO FRIO			
(T ₁)	300	(t ₁)	100	=	200 (Δt ₂)
(T ₂)	200	(t ₂)	150	=	50 (Δt ₁)
				(Δt ₂ - Δt ₁) = 150		

$$MLDT = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} = \frac{150}{\ln 200/50} = 108 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Como se puede apreciar para las mismas condiciones de proceso la MLDT es menor cuando los fluidos estan en corriente paralela.

4.- PATRONES DE FLUJO.

Como se puede apreciar en el ejemplo anterior, se pueden obtener valores mas altos de MLDT cuando los flujos son a contracorriente, por esto, siempre que sea posible es conveniente hacer los diseños para flujos a contracorriente en intercambiadores que tienen un solo paso en los tubos y un solo paso en la coraza.

Una vez seleccionado el patron de flujo, es conveniente indicar cuál de los fluidos viajará por dentro de los tubos y cuál por el exterior de ellos. Para normar un criterio sobre esta desición se dan a continuación algunas indicaciones.

Cuando se trata de hacer limpieza en los tubos, es más fácil hacer la limpieza interior que la exterior por medios mecánicos, ya que con solo remover las tapas se tiene a la vista el interior de los tubos, mientras que para entrar en contacto con la superficie exterior se tendra que remover también la coraza y aún con eso no es fácil realizar la limpieza entre los tubos. Por estas razones si uno de los fluidos es mas propenso a incrustar o depositar suciedad sobre la superficie de transferencia es aconsejable hacerlo circular por el interior de los tubos.

Cuando los dos fluidos tienen la misma tendencia a incrustar, pero alguno de ellos debe estar sometido a una presión alta, conviene hacerlo circular por el interior de los tubos.

Si uno de los dos fluidos es corrosivo, se hara circular por el interior de los tubos para evitar que la corrosión sea en los tubos y en la coraza al mismo tiempo.

Por lo general, los líquidos más viscosos son los más propensos a incrustar y por tanto deberian hacerse fluir por dentro de los tubos,

En algunos casos en que la viscosidad es muy elevada, el líquido fluye en régimen laminar, lo que supone un coeficiente de transmisión de calor muy bajo. En estos casos se consigue mejorar notablemente el coeficiente haciendo circular el fluido viscoso por el exterior de los tubos, lo que permite usar superficies de transferencia de calor más pequeñas que pueden ser incluso hasta la mitad de las requeridas cuando el fluido viscoso circula por el interior de los tubos.

Es evidente que existen otros casos aparte de los aquí citados pero pueden quedar al criterio del diseñador quien debe fijar el lado por donde debe circular cada fluido para conseguir un diseño más económico.

Cuando se trata de diseñar el equipo de transmisión de calor de una planta completa, es una ventaja indudable, para reducir costos de mantenimiento y repuestos, conseguir una estandarización en las partes que sea posible, y siempre que esto no exija un aumento considerable en el presupuesto del precio del equipo. No es frecuente que dos intercambiadores resulten totalmente iguales, pero lo que sí debe tratar de conseguirse es que una serie de componentes de los intercambiadores resulten iguales, y en este sentido lo primero que ha de tomarse en cuenta serán las características de los tubos, para evitar una gran existencia de tubos de repuesto de todas clases y dimensiones.

5.- COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA. "U"

Teniendo como datos la carga térmica y el MLDT el siguiente paso es determinar el coeficiente total de transferencia de calor que viene a ser la resistencia que presenta un medio a la transfe-

rencia de calor. Por lo tanto depende de las condiciones del proceso, de las características de los fluidos y de la naturaleza de la pared a través de la cual se lleva a cabo la transferencia.

Debido a que con los datos de que se dispone hasta esta sección no es posible calcular el valor del coeficiente, una de las alternativas es suponer un valor de "U".

Para suponer el valor de coeficiente total de transferencia se debe contar con experiencia en el diseño de cambiadores y cuando se carece de ella se debe hacer uso de los valores de coeficientes reportados en la literatura en donde se encuentran tabulados estos coeficientes para diferentes tipos de fluidos. Es recomendable tomar el valor mínimo o dos veces el mínimo como una primera aproximación para continuar con el diseño.

A continuación damos algunos valores "U" para situaciones comunes.

TABLA I

Para Intercambiadores
Sin cambio de fase

<u>FLUIDO CALIENTE</u>	<u>FLUIDO FRIO</u>	<u>U BTU / hr ft² °F</u>
AGUA	AGUA	150 - 500
GASES	GASES	2 - 20
GASES	AGUA	3 - 50
SOLVENTES ORGANICOS	AGUA	50 - 150
ACEITES LIGEROS	AGUA	60 - 150
ACEITES PESADOS	AGUA	10 - 50
ACEITES PESADOS	ACEITES PESADOS	8 - 50
SOLUCIONES ACUOSAS	SOLUCIONES ACUOSAS	250 - 500

6.- AREA DE TRANSFERENCIA.

El área de transferencia de un intercambiador de coraza y tubos se refiere normalmente a el área externa de los tubos. Por tal motivo al hacer el cálculo de los coeficientes de película para el interior de los tubos se debe hacer una corrección para poder referirlo al área externa. Esta área se puede calcular mediante la ecuación

$$(3.19) \quad A = Q / U \Delta t$$

7.- DIAMETRO Y LONGITUD DE LOS TUBOS.

En los tubos para intercambiadores el diámetro nominal corresponde al diámetro exterior real dentro de estrictas tolerancias. Se pueden obtener estos tubos, en diferentes espesores de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la practica se conoce como calibrador BWG para tubos.

En el mercado existen varios diámetros y longitudes estandar para tubería empleada en intercambiadores. Las dimensiones estandar son de 8, 12, 16 y 20 pies de longitud y los diámetros van desde -- 0.5 hasta 1.5 pulgadas.

Las longitudes más pequeñas normalmente se emplean para equipos que se encuentran sobre el nivel del piso, y los diámetros grandes se usan como fluidos que tienen tendencia a incrustar.

8.- ESPACIADO DE LOS TUBOS.

Los orificios de los tubos en los espejos no pueden taladrarse muy cerca uno del otro porque debilitaría el espejo. La distancia más corta entre dos orificios adyacentes se le denomina CLARO.

Los tubos se colocan en los espejos en arreglo triangulares o cuadrados como se muestra en la figura 3-2.

La ventaja del espaciado en cuadro es que los tubos son más accesibles para la limpieza externa y además presenta una caída de presión más baja.

El espaciado de los tubos (Pitch) es la distancia más corta entre centros de tubos adyacentes.

Tanto el arreglo en cuadro como el arreglo triangular pueden rotarse para crear una mayor turbulencia o facilitar la limpieza entre los tubos.

9.- NUMERO DE TUBOS REQUERIDO.

Habiendo decidido sobre el tipo de tubos empleado, así como su diámetro y longitud, se puede conocer el número de tubos por medio de la siguiente ecuación cuando se conoce el área requerida.

$$(3.20) \quad N_t = A / a_t$$

en donde "a_t" es el área de transferencia de cada tubo.

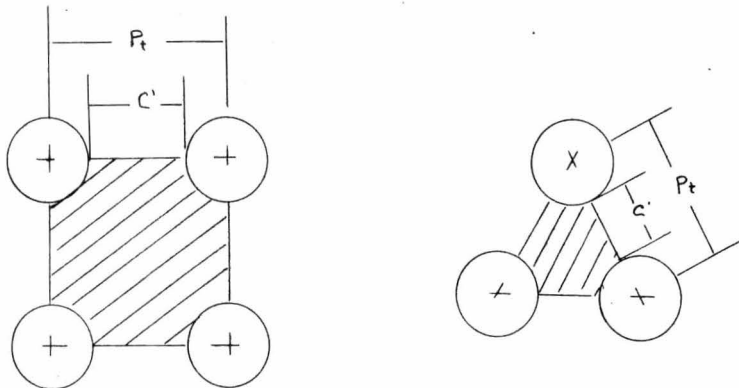


FIGURA 3.2

10.- DIAMETRO DE LA CORAZA.

Para encontrar el diámetro de la coraza cuando se conoce el número de tubos empleado y el espaciado que debe existir entre ellos, se puede hacer graficamente o empleando tablas reportadas en la literatura.

11.- PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS.

El problema que existe para calcular las propiedades físicas de los fluidos es la temperatura a la cual se deben calcular esas propiedades ya que a la temperatura de alimentación las propiedades de los fluidos tienen un valor determinado, pero conforme va cambiando la temperatura también el valor de las propiedades se modifica.

Para solucionar este problema existen las siguientes alternativas:

a.- Calcular las propiedades a una temperatura media entre las temperaturas de entrada y de salida, al hacerlo se está suponiendo que las propiedades varían linealmente con la temperatura. Aunque esto no es estrictamente cierto, se puede hacer sin cometer un error muy apreciable sobre todo en aquellos fluidos cuyas propiedades físicas no varían significativamente con la temperatura, como el caso del agua.

b.- Una segunda alternativa es hacer uso de la temperatura calórica para determinar las propiedades físicas de los fluidos.

El valor de la temperatura calórica se puede calcular por;

$$(3.21) \quad T_c = T_2 + F_c(T_1 - T_2) \quad \text{Para fluidos calientes.}$$

y

$$(3.22) \quad t_c = t_1 + F_c(t_2 - t_1) \quad \text{Para fluidos fríos.}$$

en donde;

t_c = Temperatura calórica del fluido frío.

T_c = Temperatura calórica del fluido caliente.

t_1 = Temperatura de entrada del fluido frío.

T_1 = Temperatura de entrada del fluido caliente.

t_2 = Temperatura de salida del fluido frío.

T_2 = Temperatura de salida del fluido caliente.

F_c = Factor de corrección de temperatura, definido por

$$(3.23) \quad F_c = \frac{t_c - t_1}{t_2 - t_1} = \frac{T_c - T_1}{T_2 - T_1}$$

Las propiedades que deben ser calculadas a la temperatura calórica son las siguientes:

μ = Viscosidad.

ρ = Densidad.

cp = Calor específico.

k = Conductividad térmica.

12.- TEMPERATURA DE LA PARED DEL TUBO.

La temperatura de la pared del tubo " t_w " puede ser calculada cuando se conocen las temperaturas calóricas y los coeficientes de película " h_o " y " h_{io} " por medio de las siguientes ecuaciones:

Cuando el fluido caliente esta dentro de los tubos.

$$(3.24) \quad t_w = t_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c)$$

o

$$(3.25) \quad t_w = T_c + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c)$$

Cuando es el fluido frío el que está dentro de los tubos.

$$(3.26) \quad t_w = t_c + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c)$$

y

$$(3.27) \quad t_w = T_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c)$$

13.- AREA DE FLUJO.

El paso siguiente es el calculo de el área de flujo tanto por el lado de los tubos como por el lado de la coraza.

a.-Lado de los tubos.

Para calcular el área de flujo por el lado de los tubos se hace uso de la siguiente ecuación;

$$(3.28) \quad a_{ft} = \frac{\text{No. de tubos} \times \text{área de flujo/tubo}}{\text{Número de pasos}} = \frac{N_t a_{ft}'}{144 n}$$

en donde "a_{ft}" es el área de flujo disponible, (pies²).

b.-Lado de la coraza.

Para calcular el área de flujo por el lado de la coraza se debe tomar en cuenta el diámetro de los tubos y la forma en que están distribuidos. Por esta razón es necesario calcular un diámetro equivalente de la coraza, este diámetro se puede determinar como se indica:

PARA ARREGLO DE LOS TUBOS EN CUADRO.

$$(3.29) \quad d_e = \frac{4 (P_t^2 - d_o^2/4)}{d_o} \quad (\text{plg})$$

PARA ARREGLO TRIANGULAR.

$$(3.30) \quad d_e = \frac{4 (P_t \times 0.43P_t - d_o^2/8)}{0.5 d_o} \quad (\text{plg})$$

El área de flujo del lado de la coraza esta dada por;

$$(3.31) \quad a_{fs} = \frac{DI C' B}{144 P_t} \quad (\text{pies}^2)$$

en donde:

DI = Diámetro interno de la coraza, (plg).

C' = Espacio entre tubo y tubo, (plg), también se le llama Claro.

P_t = Distancia entre centros de tubos vecinos, (plg).

B = Espaciamiento entre deflectores, (plg). Su valor oscila entre un valor igual al diámetro de la coraza hasta 1/5 de este.

14.- MASA VELOCIDAD.

Cuando se conoce el área de flujo es posible calcular la masa velocidad tanto para el interior como para el exterior de los tubos.

a.-Lado de los tubos.

$$(3.32) \quad G_t = \frac{W_t}{a_{ft}} = \frac{\text{Flujo en masa por los tubos (lb/hr)}}{\text{área de flujo en los tubos (pies}^2\text{)}}$$

b.-Lado de la coraza.

$$(3.33) \quad G_s = \frac{W_s}{a_{fs}} = \frac{\text{Flujo en masa por la coraza (lb/hr)}}{\text{área de flujo en la coraza (pies}^2\text{)}}$$

15.- NUMERO DE REYNOLDS.

Con los datos de las propiedades de los fluidos y la masa velocidad se puede pasar a la determinación de uno de los números más importantes en flujo de fluidos; El número de Reynolds que se puede calcular como sigue;

$$(3.34) \quad R_e = \frac{D G}{\mu} = \rho V W / \mu$$

en donde;

R_e = Número de Reynolds, (adimensional).

D = Diámetro equivalente de la coraza ó diámetro interno de los tubos, según sea el caso, (pies).

G = Masa velocidad, (lb/hr pie²).

W = Flujo en masa, (lb/hr).

V = Velocidad, (pies/hr).

ρ = Densidad, (lb/pie³).

μ = Viscosidad, (lb/hr pie).

15.- COEFICIENTES DE PELICULA.

Se podria decir que es el grado de resistencia que presenta la capa del fluido que se encuentra pegada el tubo a la transmisión de calor.

Con el objeto de encontrar una ecuación para calcular los coeficientes de película Sieder y Tate establecieron una correlación - tanto para el calentamiento como para el enfriamiento de varios fluidos. Las ecuaciones a que llegaron son:

A.-Para flujos con Reynolds menores a 2 100;

$$(3.35) \quad \frac{h_1 D}{k} = 1.86 \left[\frac{D G}{\gamma} \left(\frac{cp \gamma}{k} \right) \frac{D}{L} \right]^{1/3} (\gamma / \gamma_w)^{0.14}$$

$$= 1.86 \left[\frac{4 w cp}{\pi k L} \right]^{1/3} (\gamma / \gamma_w)^{0.14}$$

Estas ecuaciones dan una desviación máxima de $\pm 12 \%$.

B.-Para flujos con Reynolds mayores de 10 000

$$(3.36) \quad \frac{h_1 D}{k} = 0.027 \left(\frac{D G}{\gamma} \right)^{0.8} \left(\frac{cp \gamma}{k} \right)^{1/3} (\gamma / \gamma_w)^{0.14}$$

Estas ecuaciones son aplicables tanto para líquidos orgánicos como para soluciones acuosas y gases.

Es conveniente representar estas ecuaciones en forma gráfica, para esto, se puede emplear como abscisa el número de Reynolds y como ordenada se emplea un factor " j_h " que esta definido por:

$$(3.37) \quad j_h = (h_1 D/k) (cp \gamma/k)^{-1/3} (\gamma / \gamma_w)^{0.14}$$

en donde;

h_1 = Coeficiente de película para el interior del tubo y tiene como unidades, Btu/hr $^{\circ}F$ ft²

C.-Para calentamiento o enfriamiento de gases y otros fluidos con baja viscosidad fluyendo con Reynolds mayores de 8 000, se emplea la ecuación de Dittus-Boelter

$$(3.38) \quad h_1 D/k = 0.023 (D G/\mu)^{0.8} (cp/\mu/k)^{0.4}$$

Cuando el número de Prandtl ($cp/\mu/k$) es aproximadamente de 0.74 como en el caso del aire, del monóxido de carbono, hidrogeno, nitro- geno, oxigeno y otros, la última ecuación se transforma en

$$(3.39) \quad h_1 D/k = 0.026 (D G cp/k)^{0.8}$$

b.-Lado de la coraza.

Los coeficientes de película para los fluidos que viajan por el lado de la coraza en donde se tienen deflectores convencionales se puede usar la siguiente correlación para compuestos orgánicos, agua, soluciones acuosas y gases.

$$(3.40) \quad h_o D/k = 0.36 (D_e G_s/\mu)^{0.55} (cp/k)^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14}$$

en donde;

h_o = Coeficiente de película por el exterior de los tubos.

G_s = Masa velocidad en el lado de la coraza.

D_e = Diámetro equivalente de la coraza (pies).

Estas ecuaciones se encuentran graficadas en la literatura para facilitar el cálculo de ambos coeficientes, " h_1 " y " h_o "

Cuando se requiere el coeficiente de película interno referido a el área externa se hace uso de la siguiente ecuación

$$(3.41) \quad h_{i0} = h_i (D_i/D_o)$$

16.- CAIDA DE PRESION.

a.-Lado de los tubos.

Sieder y Tate han encontrado correlaciones para calcular la -
caida de presión en el interior de tubos durante el calentamiento-
y el enfriamiento de líquidos y gases en intercambiadores de calor.

$$(3.42) \quad \Delta P_t = \frac{f_t G_t^2 L n}{2 g D_i \phi_t} = \frac{f_t G_t^2 L n}{5.22 (10)^{10} D_i S \phi_t} \quad (\text{lb/plg}^2)$$

El cambio de dirección entre un paso y otro del intercambiador
da origen a una caída de presión adicional que se calcula por;

$$(3.43) \quad \Delta P_r = \frac{4 n V^2 S}{2 g'} \times \frac{62.5}{144} \quad (\text{lb/plg}^2)$$

La caída de presión total del lado de los tubos sera;

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$$

en donde;

ΔP_t = Caída de presión en el interior de los tubos rectos.

ΔP_r = Caída de presión por cambio de dirección.

f_t = Factor de fricción del lado de los tubos,

G_t = Masa velocidad del lado de los tubos.

n = Número de pasos en los tubos.

S = Gravedad específica del fluido referida a el agua.

V = Velocidad en los tubos.

L = Longitud de cada tubo.

D_i = Diámetro interno de los tubos.

g = Aceleración de la gravedad (4.18×10^8 ft/hr²)

g' = Aceleración de la gravedad (32.2 ft/seg²)

$$\phi_t = (\gamma / \gamma_w)^{0.14}$$

γ_w = Viscosidad a la temperatura de la pared del tubo.

b.-Caida de presión del lado de la coraza.

La caída de presión a través de la coraza es proporcional a el número de veces que el fluido cruza el haz de tubos y a la distancia que recorre en cada ocasión.

Cuando el intercambiador tiene deflectores la ecuación que permite calcular la caída de presión es

$$(3.44) \quad \Delta P_s = \frac{f_s G_s^2 D'_s (N + 1)}{2 g \rho D_e \phi_s}$$

$$= \frac{f_s G_s^2 D'_s (N + 1)}{5.22 (10)^{10} D_e S \phi_s} \quad (\text{lb/plg}^2)$$

Cuando se trata de un intercambiador sin deflectores se puede emplear la siguiente ecuación

$$(3.45) \quad \Delta P_s = \frac{f_s G_s^2 L}{5.22 (10)^{10} D_e S} \quad (\text{lb/plg}^2)$$

en donde;

D_e = Diámetro equivalente de los tubos.

G_s = Masa velocidad en la coraza.

D'_s = Diámetro interno de la coraza, (pies).

N = Número de deflectores.

17.- COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA (LIMPIO) " U_c ".

Una vez que se han calculado los coeficientes individuales de película es posible calcular el coeficiente total de transferencia de calor por medio de la siguiente ecuación;

$$(3.46) \quad U_c = \frac{h_{i0} h_o}{h_{i0} + h_o}$$

CAPITULO IV

BALANCE TERMICO DE UNA CALDERA DE DOWTHERM

Para hacer el diseño de un precalentador de aire para esta caldera, se debe hacer primero un balance de materia y otro de calor para poder determinar los flujos de los fluidos que se van a manejar, además de conocer algunos datos adicionales sobre las propiedades de esos fluidos, entre estos datos esta el peso molecular de los gases de combustión generados, su calor específico, etc.

Por medio de este balance también se puede calcular la cantidad de aire requerido para la combustión, sabiendo de antemano que se usa un exceso de aire para lograr una combustión más completa.

Para poder realizar los cálculos deseados de los balances, se cuenta con los siguientes datos.

COMBUSTIBLE EMPLEADO

Combustible No. 6

Formula general: $-(CH_2)_n-$

Peso molecular de cada eslabón: $CH_2 = 14$

Costo por kilogramo = \$ 0.25

Capacidad calorífica = $10\ 300 \frac{Kcal}{Kg} = 18\ 540 \frac{Btu}{lb} = 259\ 560 \frac{Btu}{lb.mol}$

DOWTHERM

Flujo = 1 00 GPM = 133.689 FCM = 373 796.77 lb/hr

Temperatura requerida = 350 °C = 662 °F

Gravedad específica = 0.75 (a 350 °C)

Calor específico = 0.6 Btu/lb °F (a 350 °C)

CALOR NETO REQUERIDO = 12 000 000 Btu/hr

GASES DE COMBUSTION.

Oxigeno presente = 4 %

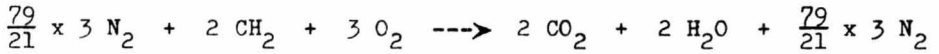
Temperatura a la salida de la caldera = 450°C (842°F).

Temperatura a la salida del precalentador: Se propone una temperatura de 200°C (392°F) para un primer cálculo. Después se hacen cálculos con otros valores de esta temperatura para encontrar su valor óptimo.

Temperatura del aire ambiente = 20°C (68°F) aproximadamente.

BALANCE DE CALOR.

La reacción de la combustión se puede representar como

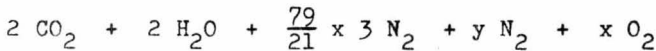


NITROGENO REQUERIDO ESTEQUIOMETRICAMENTE = 11.285 moles

OXIGENO REQUERIDO ESTEQUIOMETRICAMENTE = 3.00 moles

AIRE REQUERIDO ESTEQUIOMETRICAMENTE = 14.285 moles

Tomando en cuenta el exceso de aire, la reacción de combustión será:



en donde "y N₂" y "x O₂" representan el exceso de aire. Este

exceso también se puede representar como: (0.21xO₂ + 0.79xN₂)

El exceso de oxigeno presente en los gases de combustión se puede calcular la siguiente ecuación;

$$\frac{\text{exceso de oxigeno}}{\text{exceso de aire} + \text{aire requerido est.}} = 0.04 = \frac{x}{(79/21)x + 14.285}$$

Resolviendo esta ecuación se encuentra que el exceso de oxigeno es

= 0.672 moles de oxigeno.

$$\text{EXCESO DE NITROGENO} = 0.672 \times \frac{79}{21} = 2.258 \text{ moles}$$

$$\text{EXCESO DE AIRE} = \frac{0.672}{21} = 3.20 \text{ moles}$$

ALIMENTACIONES

$$\text{AIRE:} \quad 14.285 + 3.20 = 17.485 \text{ moles}$$

$$\text{OXIGENO:} \quad 3.000 + 0.672 = 3.672 \text{ moles}$$

$$\text{NITROGENO:} \quad 11.285 + 2.528 = 13.813 \text{ moles}$$

Con el objeto de simplificar operaciones, se presentan los siguientes calculos tomando como base una mol de combustible.

REQUERIMIENTOS ESTEQUEOMETRICOS.

$$\text{AIRE} = 7.1425 \text{ moles}$$

$$\text{OXIGENO} = 1.5000$$

$$\text{NITROGENO} = 5.6425$$

EXCESOS

$$\text{AIRE} = 1.600 \text{ moles}$$

$$\text{OXIGENO} = 0.336$$

$$\text{NITROGENO} = 1.264$$

ALIMENTACION POR MOL DE COMBUSTIBLE

$$\text{AIRE} = 8.7525 \text{ moles}$$

$$\text{OXIGENO} = 1.8360$$

$$\text{NITROGENO} = 6.9065$$

EXCESO DE AIRE EMPLEADO.

El exceso de aire que se utiliza al quemar el combustible se calcula por la siguiente relación

$$\frac{\text{exceso de oxigeno}}{\text{oxigeno requerido estequeometrico}} = \frac{0.672}{3.0} \times 100 = 22.4 \%$$

El siguiente paso es determinar la composición de los gases.

COMPOSICION DE LOS GASES DE COMBUSTION SECOS.

<u>MOLES</u>	<u>COMPUESTO</u>	<u>PORCENTAJE</u>
2.000	CO ₂	12.17
0.672	O ₂	4.00
13.813	N ₂	83.83
16.485	TOTALES	100.00

COMPOSICION DE LOS GASES DE COMBUSTION HUMEDOS.

<u>MOLES</u>	<u>COMPUESTO</u>	<u>PORCENTAJE</u>
2.000	CO ₂	10.820
0.672	O ₂	3.635
13.813	N ₂	74.725
2.000	H ₂ O	10.820
18.485	TOTALES	100.000

PESO MOLECULAR PROMEDIO DE LOS GASES DE COMBUSTION HUMEDOS.

CO ₂	40 x 0.10820	=	4.328	
H ₂ O	18 x 0.10820	=	1.947	
N ₂	28 x 0.74725	=	20.923	<u>PM = 28.352 lb/lb.mol</u>
O ₂	32 x 0.03635	=	1.162	

PESO MOLECULAR PROMEDIO DE LOS GASES DE COMBUSTION SECOS.

CO ₂	40 x 0.1217	=	4.868	
N ₂	28 x 0.8383	=	23.472	<u>PM = 29.62 lb/lb.mol</u>
O ₂	32 x 0.0400	=	1.280	

Otro dato que puede ser obtenido aprovechando los datos de la composición de los gases es el de calor específico

CALOR ESPECIFICO DE LOS GASES COMBUSTION HUMEDOS (T = 524°F).

CO ₂	9.894	x	0.1082	=	1.070	Btu/lb.mol °F
H ₂ O	8.230	x	0.1082	=	0.890	
O ₂	7.234	x	0.0363	=	0.262	
N ₂	7.009	x	0.74725	=	5.237	
						<u>7.479</u>	

$$\text{Calor específico promedio} = 7.479 \frac{\text{Btu}}{\text{lb.mol } ^\circ\text{F}} = 0.26379 \frac{\text{Btu}}{\text{lb } ^\circ\text{F}}$$

CALOR ESPECIFICO DE LOS GASES DE COMBUSTION SECOS

CO ₂	9.894	x	0.1217	=	1.204	Btu/lb.mol °F
N ₂	7.009	x	0.8383	=	5.875	
O ₂	7.234	x	0.0400	=	0.289	
						<u>7.368</u>	

$$\text{Calor específico promedio} = 7.368 \frac{\text{Btu}}{\text{lb.mol } ^\circ\text{F}} = 0.248 \frac{\text{Btu}}{\text{lb } ^\circ\text{F}}$$

La temperatura del Dowtherm a la entrada de la caldera se puede calcular de acuerdo a la ecuación

$$q = w_d \text{ cp}_d (T_s - T_e)$$

$$12\ 000\ 000 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} = 373\ 796 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \times 0.6 \frac{\text{Btu}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} \times (662 - T_e) ^\circ\text{F}$$

Al resolver esta ecuación se llega al conocimiento de que la temperatura del Dowtherm a la entrada de la caldera es de 608.5°F.

CALOR DESPERDICIAO POR LOS GASES DE COMBUSTION

(BASE: 1 MOL DE COMBUSTIBLE)

Calor de los gases secos al pasar de 68°F a 842°F.

$$q_{gs} = 8.425 \frac{\text{moles de gs.}}{\text{mol de comb.}} \times 7.368 \frac{\text{Btu}}{\text{mol gs. } ^\circ\text{F}} (842 - 68)^\circ\text{F}$$

$$q_{gs} = 48\ 046.36 \text{ Btu.}$$

Calor del agua al pasar desde 68°F hasta 212°F.

$$q_{al} = 1 \text{ mol} \times 18 \frac{\text{Btu}}{\text{mol } ^\circ\text{F}} \times (212 - 68)^\circ\text{F}$$

$$q_{al} = 2\ 592.00 \text{ Btu.}$$

Calor del agua el evaporarse a 212°F.

$$q_{ae} = 1 \text{ mol} \times 18 \frac{\text{lb}}{\text{mol}} \times 970.3 \frac{\text{Btu}}{\text{lb.}}$$

$$q_{ae} = 17\ 465.40 \text{ Btu.}$$

Calor del vapor del agua al pasar de 212°F a 842°F.

$$q_{av} = 1 \text{ lb mol H}_2\text{O} \times 8.23 \frac{\text{Btu}}{\text{lb.mol } ^\circ\text{F}} \times (842 - 212)^\circ\text{F}$$

$$q_{av} = 5\ 184.90 \text{ Btu.}$$

El calor total desaprovechado estara dado por

$$Q_d = q_{gs} + q_{al} + q_{ae} + q_{av}$$

$$Q = 73\ 288.66 \text{ Btu/mol de combustible.}$$

De acuerdo con estos datos la eficiencia de la caldera es;

$$\text{Eficiencia} = \frac{\text{CALOR APROVECHADO} / \text{mol de combustible}}{\text{CALOR DISPONIBLE} / \text{mol de combustible}}$$

$$= \frac{259\ 560 - 73\ 288.90}{259\ 560} = 0.7176$$

$$\text{EFICIENCIA} = 71.76 \%$$

El objeto de emplear el precalentador de aire es el de aumentar la eficiencia o rendimiento de la caldera. Conociendo la cantidad de calor que es posible recuperar con el intercambiador, se puede calcular la nueva eficiencia de la caldera.

CALOR RECUPERADO CON EL PRECALENTADOR.

$$q_r = 9.2425 \frac{\text{moles de gh}}{\text{mol de comb.}} \times 7.479 \frac{\text{Btu}}{\text{mol gh } ^\circ\text{F}} \times (842 - 392)^\circ\text{F}$$

$$q_r = 31\,106.09 \text{ Btu / mol de combustible.}$$

CALOR DESPERDICIAO CUANDO SE USA EL PRECALENTADOR.

$$q_d = 73\,288.66 \text{ Btu} - 31\,106.09 \text{ Btu} = 42\,182.57 \frac{\text{Btu}}{\text{mol de comb.}}$$

La nueva eficiencia es:

$$E = \frac{259\,560 - 42\,182.57}{259\,560} = 0.8375$$

$$\text{EFICIENCIA} = 83.75 \%$$

La cantidad de combustible que se alimenta a la caldera cuando no existe el precalentador es:

$$m_c = \frac{12\,000\,000 \text{ Btu/hr}}{(0.7176)(259\,560) \text{ Btu/lb.mol}} = 64.425 \frac{\text{lb mol de comb.}}{\text{hr}}$$

$$m_c = 901.95 \text{ lb de combustible / hr.}$$

Cuando se dispone del precalentador, la cantidad de combustible que se debe alimentar al intercambiador es

$$m'_c = \frac{12\,000\,000 \text{ Btu/hr}}{(0.8375)(259\,560) \text{ Btu/lb.mol}} = 55.20 \frac{\text{lb mol de comb.}}{\text{hr}}$$

$$M\dot{e} = 772.83 \text{ lb de combustible / hr}$$

La cantidad de combustible que se ahorra cuando se dispone del precalentador es:

$$901.95 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} - 772.83 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} = 129.12 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} = 58.62 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}}$$

Considerando que se trata de un proceso continuo, el ahorro de combustible anual sera de 513 511.2 Kg/año.

Tomando el costo de combustible como de 0.25 \$/Kg, entonces el dinero ahorrado por concepto de combustible sera de:

$$513\ 511.2 \frac{\text{Kg}}{\text{año}} \times 0.25 \frac{\$}{\text{Kg}} = 128\ 377.8 \frac{\$}{\text{año}}$$

AHORRO ANUAL POR COMBUSTIBLE = \$ 128 377.80

De acuerdo con el combustible alimentado (55.20 lb.mol/hr), la cantidad de aire requerido esta dada por:

$$m_{\text{ar}} = 8.7425 \frac{\text{mol aire}}{\text{mol comb.}} \times 55.20 \frac{\text{mol comb.}}{\text{hr}} = 482 \frac{\text{mol aire}}{\text{hr}}$$

$$m_{\text{ar}} = 13995 \text{ lb de aire / hr.}$$

La cantidad de gases generados durante la combustión es:

$$m_{\text{g}} = 9.2425 \frac{\text{mol gas}}{\text{mol comb.}} \times 55.20 \frac{\text{mol comb.}}{\text{hr}} = 510.186 \frac{\text{mol de gas}}{\text{hr}}$$

$$m_{\text{g}} = 14\ 464.8 \text{ lb gases de combustión / hr.}$$

Si estos gases se enfrían por medio del precalentador desde 842°F hasta 392°F, entonces la carga térmica que debe manejar el precalentador será:

$$Q = 31\ 106.09 \frac{\text{Btu}}{\text{mol de comb.}} \times 55.20 \frac{\text{mol de comb.}}{\text{hr}}$$

CARGA TERMICA DEL PRECALENTADOR = 1 717 056.1 $\frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$

CAPITULO V

DISEÑO DE UN PRECALENTADOR DE AIRE

En esta unidad se presenta el diseño de un precalentador de aire para una caldera de Dowtherm, siguiendo el método usado por KERN, (Donald Q. Kern, PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR, Editorial C.E.C.S.A. México 1972).

Primero se hace una lista con los datos directos y los datos que pueden ser obtenidos de la literatura empleando las condiciones de -- proceso, también se indican las dimensiones de los tubos con los que se va a encontrar el diseño más económico.

Después se presenta el cálculo de un intercambiador de calor siguiendo la secuencia mostrada en el capítulo anterior.

Al final se presentan los cálculos del diseño para un intercambiador de calor con un paso en los tubos y un paso en la coraza.

Como algo convencional, se emplean letras mayúsculas para designar las características de los gases de combustión y las letras minúsculas indicaran las características del aire.

El subíndice (1) indica las condiciones a la entrada del intercambiador y el subíndice (2), las condiciones a la salida del mismo.

DATOS

Como algunos datos dependen de la temperatura a la cual se enfrían los gases de combustión se presentan los datos para tres diferentes valores de la temperatura final de los gases, esto se hace para poder determinar el valor óptimo de la temperatura de los gases a la salida del intercambiador de calor, desde un punto de vista económico.

Las temperaturas propuestas son: 392°F , 356°F y 338°F .

CALOR REQUERIDO = 12 000 000 Btu / hr

EFICIENCIA DE LA CALDERA SIN PRECALENTADOR = 71.76 %

GASES DE COMBUSTION.

Temperatura de salida (°F)	<u>392</u>	<u>356</u>	<u>338</u>
Temperatura de entrada (°F)	842	842	842
Flujo $\frac{\text{lb}}{\text{hr}}$	14 465	14 302	14 222
Densidad $\frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}$	0.0272	0.0280	0.0284
Viscosidad $\frac{\text{lb}}{\text{hr pie}}$	0.07148	0.07018	0.06945
Calor específico $\frac{\text{Btu}}{\text{lb } ^\circ\text{F}}$	0.2637	0.2637	0.2637
Conductividad térmica $\frac{\text{Btu}}{\text{hr pie } ^\circ\text{F}}$	0.027	0.027	0.0271

AIRE.

Temperatura de salida (°F)	559	598	618
Temperatura de entrada (°F)	68	68	68
Flujo $\frac{\text{lb}}{\text{hr}}$	13 995	13 837	13 760
Densidad $\frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}$	0.0478	0.0449	0.0436
Viscosidad $\frac{\text{lb}}{\text{hr pie}}$	0.0561	0.0568	0.0573
Calor específico $\frac{\text{Btu}}{\text{lb } ^\circ\text{F}}$	0.250	0.250	0.250
Conductividad térmica $\frac{\text{Btu}}{\text{hr pie } ^\circ\text{F}}$	0.0215	0.0215	0.0216
CARGA TERMICA (Btu/hr)	1 717 056	1 833 592	1 890 877
EFICIENCIA (%)	83.75	84.70	85.18

1.-Balance de calor.

Mediante un balance de calor es posible determinar la temperatura del aire a la salida del precalentador.

$$(4.1) \quad Q = W C_p (T_1 - T_2) = w c_p (t_2 - t_1)$$

1 717 057 Btu/hr = 13 995 lb/hr \times 0.25 Btu/lb $^{\circ}$ F \times (t₂ - 68) $^{\circ}$ F
haciendo operaciones se encuentra que el aire sale a 558.75 $^{\circ}$ F.

2.-Cálculo del MLDT.

$$(4.2) \quad \text{MLDT} = \frac{(T_2 - t_1) - (T_1 - t_2)}{\ln \frac{(T_2 - t_1)}{(T_1 - t_2)}}$$

$$\text{MLDT} = \frac{(392 - 68) - (842 - 558.75)}{\ln \frac{(392 - 68)}{(842 - 558.75)}} = 303.27 \text{ } ^{\circ}\text{F}$$

3.-Cálculo del factor "F_t"

$$(4.3) \quad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{842 - 392}{558.75 - 68} = 0.9169$$

$$(4.4) \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{558.75 - 68}{842 - 68} = 0.6340$$

Con estos datos de "R" y "S" y empleando la figura 19 (Kern), se encuentra un valor del factor "F_t" = 0.91

4.-Diferencia verdadera de temperatura.

$$(4.5) \quad \Delta t_{\text{real}} = \text{MLDT} \times F_t = 303.27 \times 0.91 = 276 \text{ } ^{\circ}\text{F}$$

5.-Patron de flujo.

Si se hace fluir el aire por el lado de la coraza, la incrustación en ese lado será mínima y además se tendrán menos pérdidas de calor con el exterior por ser el aire el fluido más frío y por lo tanto, se requerirá un aislamiento térmico menor.

6.-Coeficiente total de transferencia de calor propuesto " U_d ".

De la literatura se encuentra que el coeficiente para sistemas gas-gas tiene un valor aproximado de $U_d = 5 \text{ Btu/lb hr pie}^2$.

7.-Area de transferencia de calor requerida.

$$(4.6) \quad A = Q / U A_{t_{\text{real}}}$$

$$A = \frac{1 \ 717 \ 059}{5 \times 276} = 1 \ 244.12 \text{ pies}^2$$

8.-Longitud y diámetro de los tubos.

En este calculo preliminar se usaran tubos de 1 plg, 16 BWG y de una longitud de 12 pies.

9.-Arreglo y espaciado de los tubos.

Los tubos estaran arreglados en cuadro con un espaciamiento de 1.25 plg, se usaran 3 deflectores segmentados un 25% y separados 36" uno de otro.

10.-Número de tubos requerido.

$$(4.7) \quad N_t = A / a_{\text{tubo}}$$

$$N_t = \frac{1 \ 244.2}{3.141} = 396 \text{ tubos.}$$

11.-Diámetro interno de la coraza.

En la tabla 9 (Kern) se encuentra que el diámetro de la coraza necesario para albergar este número de tubos debe ser de 31 plg.

12.-Propiedades del aire , $T = 313^{\circ}\text{F}$.

$$c_p = 0.25 \text{ Btu/lb}^{\circ}\text{F.}$$

$$\rho = 0.0478 \text{ lb/pie}^3.$$

$$k = 0.0215 \text{ Btu/hr pie}^{\circ}\text{F.}$$

$$\mu = 0.0232 \text{ cp} = 0.05614 \text{ lb/hr pie.}$$

CALCULOS DEL LADO DE LA CORAZA.

A.-Area de flujo.

$$(4.8) \quad a_s = \frac{D_{is} C' B}{144 P_t} = \frac{31 \times 0.25 \times 36}{144 \times 1.25}$$

$$a_s = 1.55 \text{ pies}^2$$

B.-Masa velocidad.

$$(4.9) \quad G_s = \frac{W}{a_s} = \frac{13\,995 \text{ lb/hr}}{1.55 \text{ pies}^2}$$

$$G_s = 9\,029 \text{ lb/hr pies}^2$$

C.-Diámetro equivalente de la coraza.

$$(4.10) \quad D_e = \frac{4(Pt^2 - d_o^2/4)}{d_o \cdot 12} = \frac{4((1.25)^2 - 3.16(1)^2/4)}{3.14 \times 1 \times 12}$$

$$D_e = 0.0825 \text{ pies} = 0.99 \text{ plg.}$$

D.-Número de Reynolds.

$$(4.11) \quad R_{es} = \frac{D_e \times G_s}{\gamma} = \frac{0.0825 \times 9\,029}{0.05614}$$

$$R_{es} = 13\,278$$

E.-Factor "j_h".

De la figura 28 (Kern) se encuentra que j_h = 64

F.-Coeficiente de película en el exterior de los tubos.

$$(4.12) \quad h_o = j_h k / D_e (\text{cp } \gamma / k)^{1/3} (\gamma / \gamma_w)^{0.14}$$

$$h_o = \frac{64 (0.0215)}{0.0825} \times \left(\frac{0.05614 (0.25)}{0.0215} \right)^{1/3}$$

$$h_o = 16.678 \text{ Btu/lb hr pie}^2$$

Cuando se manejan fluidos como estos la relación de viscosidades vale casi uno.

G.-Factor de fricción " f_s ".

De la figura 29 (Kern) se encuentra que $f_s = 0.002$

H.-Número de veces que el fluido cruza la coraza ($N + 1$).

$$(4.13) \quad N + 1 = 12 L n / B = 12 \times 12 \times 4 / 36$$
$$N + 1 = 8$$

I.-Caída de presión.

$$(4.14) \quad AP_s = \frac{f_s G_s^2 D I_s' (N + 1)}{2 g \rho D_e \phi_s}$$
$$AP_s = \frac{0.002 \times (9\ 029)^2 \times (31/12) \times 8}{2 \times 4.18 (10)^8 \times 0.0478 \times 0.0825}$$
$$AP_s = 1.03656 \text{ lb/plg}^2$$

CALCULOS DEL LADO DE LOS TUBOS.

Propiedades de los gases de combustión. $T = 617^\circ\text{F}$

$$cp = 0.26379 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$$

$$\rho = 0.0272 \text{ lb/pie}^3$$

$$k = 0.027 \text{ Btu/hr } ^\circ\text{F pie}^2$$

$$\gamma = 0.0294 \text{ cp} = 0.07148 \text{ lb/hr pie}$$

A'.-Area de flujo.

$$(4.15) \quad a_t = \frac{N_t a_t'}{144 n} = \frac{396 \times 0.594}{144 \times 4}$$
$$a_t = 0.408 \text{ pies}^2$$

B'.-Masa velocidad.

$$(4.16) \quad G_t = \frac{W}{a_t} = \frac{14\ 464.8}{0.408}$$
$$G_t = 35\ 453 \text{ lb/hr pie}^2$$

C'.-Número de Reynolds.

$$(4.17) \quad R_{et} = \frac{D_t G_t}{\mu} = \frac{0.0725 \times 35\,453}{0.07148}$$

$$R_{et} = 35\,960$$

D'.-Factor "j_h" para el lado de los tubos.

De la figura 24 se encuentra que j_h = 110

E'.-Coeficiente de película interno referido a el área externa.

$$(4.18) \quad h_{i0} = j_h k / DE_t \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\mu / \mu_w \right)^{0.14}$$

$$h_{i0} = \frac{110 (0.027)}{0.083} \times \left(\frac{0.26379 (0.07148)}{0.027} \right)^{1/3}$$

$$h_{i0} = 31.62 \text{ Btu/lb hr pie}^2$$

F'.-Factor de fricción "f_t".

De la figura 26 (Kern) se encuentra que f_t = 0.000 19

G'.-Caida de presión.

$$(4.19) \quad \Delta P_t = \frac{f_t G_t^2 L n}{2 g \rho D_t \phi_s} = \frac{0.00019 (34\,453)^2 \times 12 \times 4}{2 \times 4.18 (10)^8 \times 0.0272 \times 0.072}$$

$$\Delta P_t = 7.28 \text{ lb/plg}^2$$

H'.-Caida de presión por retorno. Tomando V = G_t/ρ.

$$\Delta P_r = \frac{4 n V^2 S}{2 g' 144} = \frac{4 \times 4 \times (369.3)^2}{2 \times 32.2 \times 144}$$

$$\Delta P_r = 6.40 \text{ lb/plg}^2$$

I'.-Caida de presión total.

$$\Delta P_T = \Delta P_s + \Delta P_t + \Delta P_r$$

$$\Delta P_T = 14.716 \text{ psi.}$$

Puesto que el cambiador de calor anterior produce una caída de presión muy grande, se va a diseñar un intercambiador con un arreglo más sencillo.

A continuación se presenta el diseño de un intercambiador con un paso en los tubos y un paso en la coraza.

- 1.-El gradiente de temperaturas sera: $MLDT = 303.27^{\circ}F$
- 2.-El patron de flujo es a contracorriente y el aire fluye por la coraza.
- 3.-Se emplean 296 tubos de 1 plg, 16 BWG y de 20 pies de longitud.
- 4.-El área de transferencia que proporcionan estos tubos es igual a 1 549.8 pies².
- 5.-El coeficiente total de transferencia será:

$$U_d = \frac{1\ 717\ 057}{303.27 \times 1\ 549.8} = 3.653 \frac{\text{Btu}}{\text{hr pie}^2 \text{ } ^{\circ}F}$$

- 6.-Los tubos estaran arreglados en cuadro con un espaciamento de 1.5 plg. y un claro de 0.5 plg, habra cuatro deflectores segmentados un 25% y separados 4 pies entre si.
- 7.-El diámetro de la coraza para albergar estos tubos es de 35 plg.

CALCULOS DEL LADO DE LA CORAZA.

- 8.-Area de flujo.

$$a_s = \frac{35 \times 0.5 \times 48}{144 \times 1.5} = 3.88 \text{ pies}^2$$

- 9.-Masa velocidad.

$$G_s = \frac{13\ 995}{3.88} = 3\ 599.53 \frac{\text{lb}}{\text{hr pie}^2}$$

- 10.-Diámetro equivalente de la coraza.

$$D_{es} = \frac{4((1.5)^2 - 3.141(1)^2/4)}{3.141 \times 1.0 \times 12} = 0.1554 \text{ pies.}$$

11.-Número de Reynolds.

$$Re_s = \frac{0.1554 \times 3\,599.53}{0.05616} = 9\,963.80$$

12.-Factor $j_h = 54$

13.-Factor de fricción $f_s = 0.0022$

14.-Número de veces que el fluido cruza la coraza $(N + 1) = 5$

15.-Coeficiente de película externo.

$$h_o = \frac{54 \times 0.0215}{0.1554} \times 0.8674 = 6.497 \frac{\text{Btu}}{\text{lb hr pie}^2}$$

16.-Caida de presión.

$$AP_s = \frac{0.0022 (3\,599.53)^2 (35/12) \times 5}{0.3996 \times (10)^8 \times 0.1554} = 0.0694 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}$$

CALCULOS DEL LADO DE LOS TUBOS.

17.-Area de flujo.

$$a_t = \frac{296 \times 0.594}{144} = 1.221 \text{ pies}^2$$

18.-Masa velocidad.

$$G_t = \frac{14\,464.8}{1.221} = 11\,846.68 \frac{\text{lb}}{\text{hr pie}^2}$$

19.-Número de Reynolds.

$$Re_t = \frac{0.0725 \times 11\,846.68}{0.07148} = 12\,015.73$$

20.-Factor j_h para el lado de los tubos; $j_h = 42$

21.-Factor de fricción. $f_t = 0.00026$

22.-Coeficiente de película interno referido a el área externa.

$$h_{io} = \frac{42 \times 0.027}{\frac{0.0833}{0.887}} = 12.075 \frac{\text{Btu}}{\text{lb hr pie}^2}$$

23.-Caida de presión.

$$AP = \frac{0.00026 (11\,846.68)^2 \times 20}{0.2274 \times 10^8 \times 0.0725} = 0.4426 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}$$

24.-Coeficiente total de transferencia de calor (limpio).

$$U_c = \frac{12.075 \times 6.497}{12.075 + 6.497} = 4.224 \frac{\text{Btu}}{\text{hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Si se compara este coeficiente con el propuesto en el paso 5,

$$U_d = 3.653 \frac{\text{Btu}}{\text{hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

se puede ver que el coeficiente de diseño es menor que el calculado por lo que se puede suponer que la suposición de U_d es correcta.

En el siguiente capítulo se hacen otros diseños de intercambiadores para determinar cuál es el más económico.

CAPITULO VI

CONSIDERACIONES ECONOMICAS

En el presente capítulo se muestran los aspectos económicos en el diseño de un intercambiador de calor que puede acoplarse a una caldera que genera 12 000 000 Btu/hr.

COSTO DE LA CAIDA DE PRESION.

El costo anual que representa esta caída de presión considerando que el equipo que maneja los fluidos tiene una eficiencia del 70 % y el costo de la energía eléctrica es de 0.25 \$/Kw; se puede calcular como:

$$C_{AP} = AP \frac{lb_f}{plg^2} \times 144 \frac{plg^2}{pie^2} \times \frac{1}{\rho} \frac{pie^3}{lb_m} \times W \frac{lb_m}{hr} \times \frac{1}{3600} \frac{hr}{seg} \times \frac{1}{0.7}$$

$$\times \frac{HP \text{ seg}}{550 \text{ pie-lb}_f} \times 0.746 \frac{Kw}{HP} \times 0.25 \frac{\$}{Kw} \times 8760 \frac{hr}{año}$$

haciendo operaciones esta ecuación puede ser reducida a:

$$C_{AP} = 0.1697 \frac{AP \times W}{\rho} \quad (\$/año)$$

En seguida se presentan los resultados obtenidos en el diseño térmico de diversos intercambiadores de calor, así como los costos de la caída de presión en cada uno de ellos, aplicando para esto la ecuación presentada más arriba.

También se presentan los costos de estos intercambiadores y el ahorro que se puede tener cuando se emplea alguno de ellos. Se propone un periodo de depreciación de 5 años.

NOMENCLATURA EMPLEADA EN ESTE CAPITULO.

- D_s = Diámetro interno de la coraza. (pulgadas)
- G_s = Masa velocidad en la coraza. (lb/hr pie²)
- G_t = Masa velocidad en los tubos. (lb/hr pie²)
- Re_s = Número de Reynolds en la coraza.
- Re_t = Número de Reynolds en los tubos.
- h_o = Coeficiente de película externo. (Btu/hr pie² °F)
- h_{io} = Coeficiente de película interno pero referido a el
area externa. (Btu/hr pie² °F).
- U_d = Coeficiente total de transferencia de diseño.
(Btu/hr pie² °F).
- U_c = Coeficiente total de transferencia limpio.
(Btu/hr pie² °F).
- ΔP_s = Caída de presión del lado de la coraza (lb/plg²)
- ΔP_t = Caída de presión del lado de los tubos (lb/plg²)

TABLA DE RESULTADOS DEL DISEÑO TERMODINAMICO Y DE LOS

COSTOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

(Cuando se emplean tubos de 1 plg. 16 BWG, arreglados en cuadro y los gases de combustión se enfrían hasta 392°F (200°C).

NUMERO DE TUBOS	164	276	316	360	400	500
D _s	27	31	33	35	37	41
G _s	4 665	4 063	3 881	3 602	3 405	3 075
G _t	16 858	12 705	11 096	9 740	8 766	7 013
Re _s	12 914	11 248	10 566	9 971	9 425	8 512
Re _t	17 094	12 883	11 252	9 877	8 891	7 111
h _o	7.68	7.08	6.84	6.72	6.49	6.00
h _{io}	16.96	13.22	12.23	10.12	9.487	7.475
AP _s	0.1022	0.0775	0.0718	0.0640	0.0604	0.0532
AP _t	0.810	0.495	0.388	0.316	0.2517	0.1849
U _d	5.198	3.917	3.42	3.00	2.703	2.160
U _c	5.286	4.611	4.50	4.00	3.853	3.328

Costo total del intercambiador.

\$	62 000	85 746	94 614	104 556	113 971	136 437
----	--------	--------	--------	---------	---------	---------

Depreciación anual.

\$	12 400	17 149	18 923	20 911	22 794	27 287
----	--------	--------	--------	--------	--------	--------

Costo anual de la caída de presión.

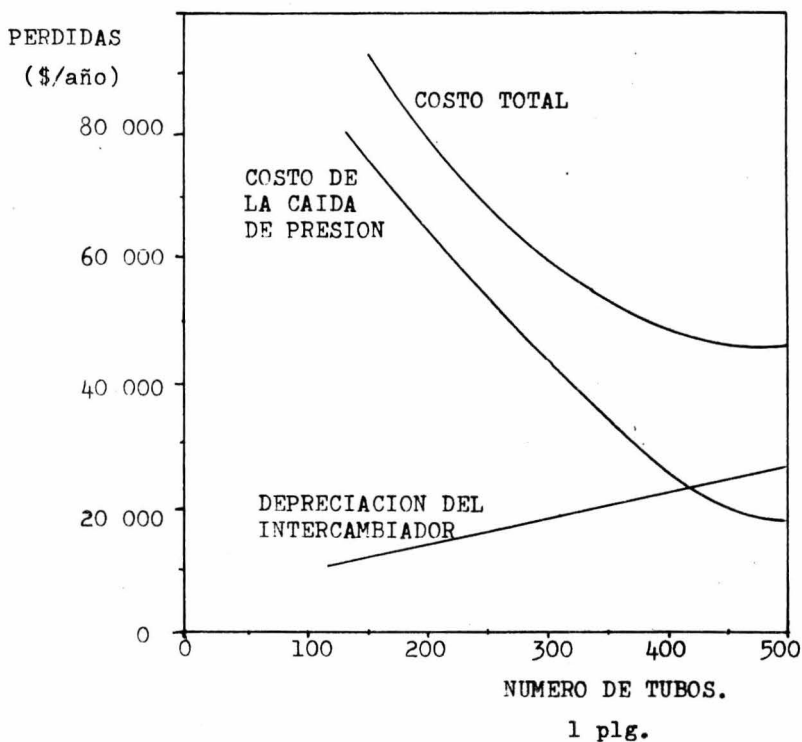
CORAZA	5 079	3 853	3 569	3 179	3 003	2 648
TUBOS	73 122	44 180	35 051	28 565	22 717	16 696

Costo total de la caída de presión al año.

	78 201	48 189	38 620	31 744	25 720	19 346
--	--------	--------	--------	--------	--------	--------

La siguiente tabla muestra el costo total de diversos intercambiadores de calor con tubos de 1 plg. 16 BWG, este valor incluye la caída de presión y la depreciación anual.

No DE TUBOS.	COSTO TOTAL.
164	90 601
276	65 182
316	61 112
360	52 656
400	48 514
500	46 633



Los gases se enfrían hasta 392°F (200°C).

TABLA DE RESULTADOS DEL DISEÑO TERMODINAMICO Y DE LOS

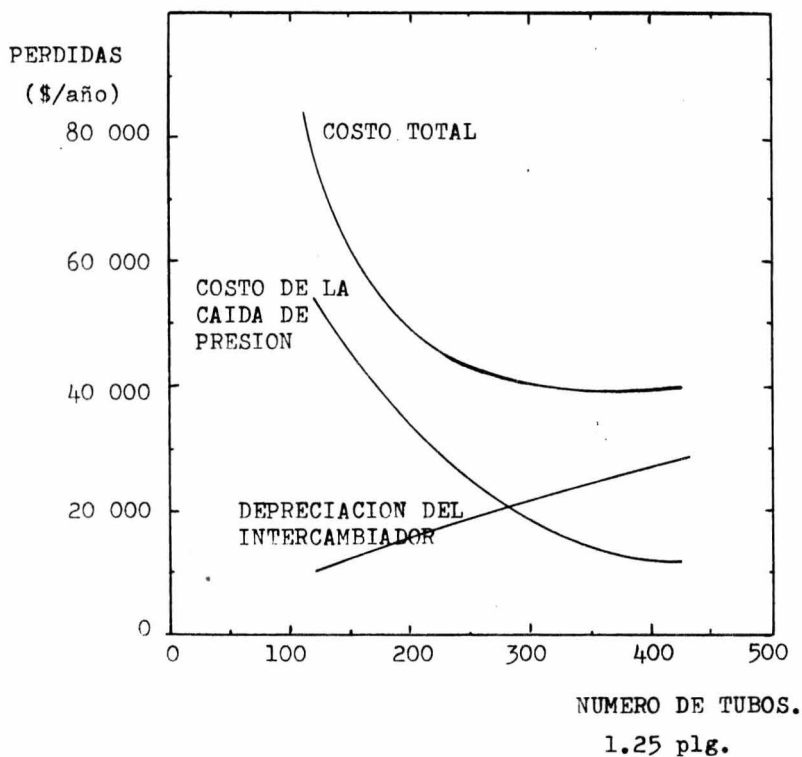
COSTOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

(Cuando se emplean tubos de 1.25 plg. 14 BWG, arreglados en cuadro, y los gases de combustión se enfrían hasta 392°F (200°C).

NUMERO DE TUBOS	164	200	240	304	332	400
D_s	27	31	33	35	37	41
G_s	5 448	4 740	4 453	4 198	3 971	3 584
G_t	13 763	11 284	9 403	7 425	6 797	5 642
Re_s	15 117	13 155	12 356	11 650	11 020	9 945
Re_t	17 327	14 207	11 839	9 349	8 558	7 103
h_o	8.260	7.542	7.442	7.063	7.060	6.705
h_{io}	13.564	11.265	9.655	8.046	7.586	5.977
ΔP_s	0.1020	0.0886	0.0871	0.0867	0.0829	0.0742
ΔP_t	0.4257	0.311	0.224	0.154	0.122	0.0964
U_d	5.277	4.327	3.142	2.848	2.606	2.1636
U_c	5.133	4.517	4.197	3.761	3.657	3.1699
Costo total del intercambiador.						
	\$ 67 198	79 571	89 705	112 021	120 997	132 643
Depreciación anual.						
	\$ 13 440	15 914	17 941	22 404	24 199	26 529
Costo anual de la caída de presión.						
CORAZA.	5 063	4 402	4 363	4 308	4 078	3 687
TUBOS.	38 421	28 077	20 273	13 889	11 000	8 702
Costo total de la caída de presión al año.						
	43 484	32 479	24 636	18 192	15 078	12 389

La siguiente tabla muestra el costo total de diversos intercambiadores de calor con tubos de 1.25 plg. 14 BWG, este valor incluye la caída de presión y la depreciación anual.

No. DE TUBOS.	COSTO TOTAL.
164	56 924
200	48 393
240	42 577
304	40 601
332	39 277
400	38 918



Los gases se enfrían hasta 392°F (200°C).

TABLA DE RESULTADOS DEL DISEÑO TERMODINAMICO Y DE LOS
COSTOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

(Cuando se emplean tubos de 1.25 plg. 14 BWG, arreglados en cuadro y los gases de combustión se enfrían hasta 356°F (180°C).

NUMERO DE TUBOS	164	200	240	304	400
D_s	27	31	33	35	41
G_s	5 381	4 690	4 403	4 152	3 544
G_t	13 608	11 157	9 299	6 827	5 635
Re_s	14 703	12 817	12 030	11 344	9 683
Re_t	17 451	14 308	11 925	8 755	7 227
h_o	8.073	7.591	7.350	7.109	6.507
h_{io}	13.097	11.515	9.935	8.354	7.225
ΔP_s	0.1088	0.0974	0.0913	0.0861	0.0772
ΔP_t	0.404	0.295	0.213	0.123	0.0874
U_d	6.439	5.280	4.400	3.474	2.640
U_c	4.994	4.575	4.224	3.844	3.423

Costo total del intercambiador.

\$ 67 198	79 571	89 705	112 021	132 643
-----------	--------	--------	---------	---------

Depreciación anual.

\$ 13 440	15 914	17 941	22 404	26 529
-----------	--------	--------	--------	--------

Costo anual de la caída de presión.

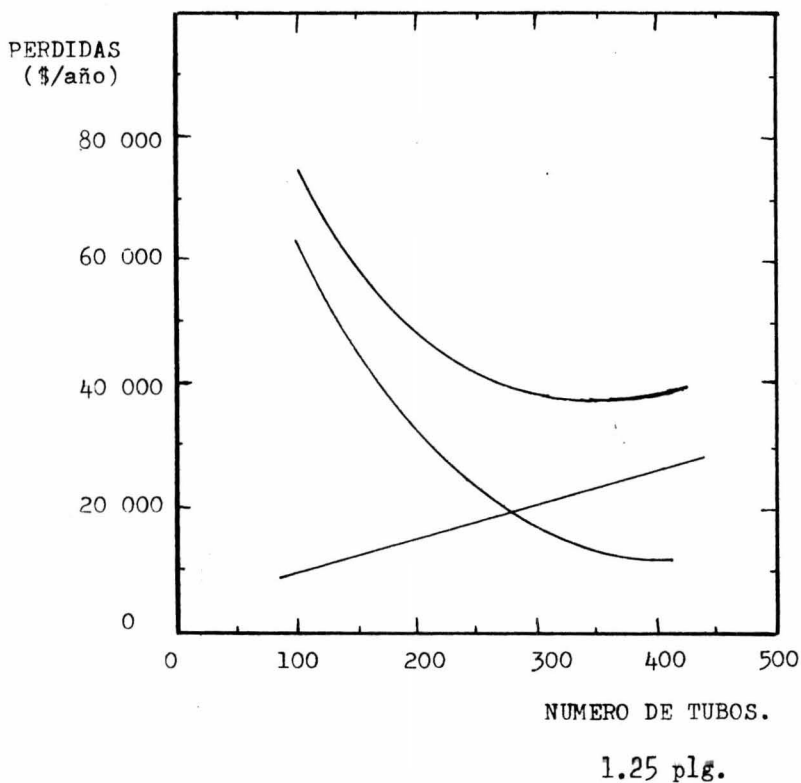
CORAZA	5 410	4 841	4 540	4 282	3 837
TUBOS	36 490	26 661	19 262	11 180	7 890

Costo total de la caída de presión al año.

41 900	31 502	23 802	15 462	11 727
--------	--------	--------	--------	--------

La siguiente tabla muestra el costo total de diversos intercambiadores de calor con tubos de 1.25 plg. 14 BWG, este valor incluye la caída de presión y la depreciación anual.

No DE TUBOS	COSTO TOTAL
164	55 340
200	47 416
240	41 743
304	37 866
400	38 256



Los gases se enfrían hasta 356°F (180°C).

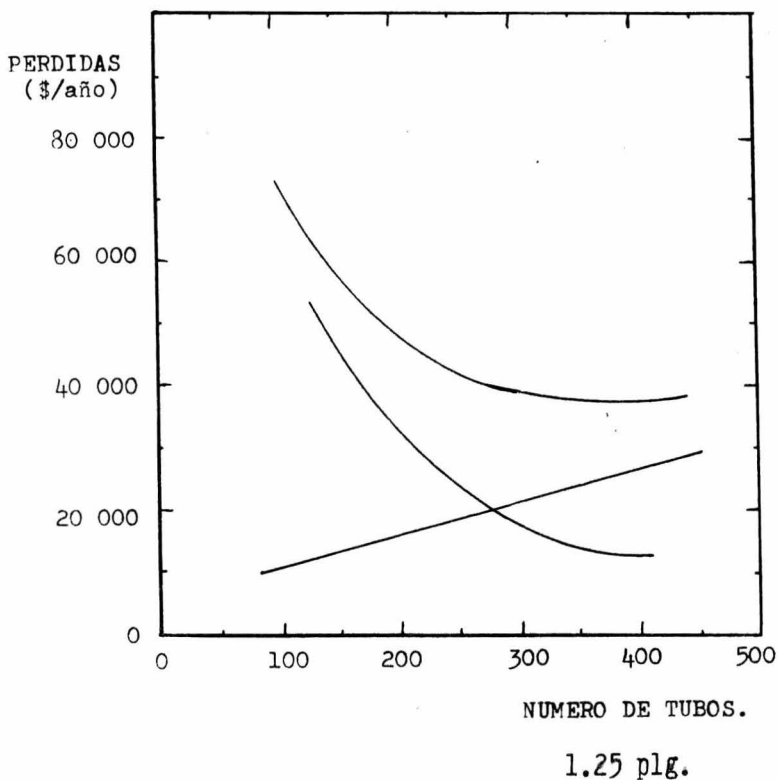
TABLA DE RESULTADOS DEL DISEÑO TERMODINAMICO Y DE LOS
COSTOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

(Cuando se emplean tubos de 1.25 plg. 14 BWG, arreglados en cuadro y los gases de combustión se enfrían hasta 338°F (170°C).

NUMERO DE TUBOS	164	200	240	304	400
D _s	27	31	33	35	41
G _s	5 351	4 660	4 378	4 128	3 524
G _t	13 529	11 094	9 245	7 299	5 547
Re _s	14 499	12 628	11 863	11 186	9 548
Re _t	17 532	14 377	11 980	9 459	7 188
h _o	8.487	7.517	7.274	7.153	6.547
h _{io}	13.698	11.643	10.00	8.447	6.392
ΔP _s	0.108	0.099	0.0930	0.0877	0.0786
ΔP _t	0.394	0.288	0.208	0.1346	0.0806
U _d	7.135	5.850	4.875	3.849	2.925
U _c	5.240	4.567	4.200	3.873	3.230
Costo total del intercambiador.					
	\$ 67 198	79 571	89 705	112 021	132 643
Depreciación anual.					
	\$ 13 440	15 914	17 941	22 404	26 529
Costo anual de la caída de presión.					
CORAZA	5 369	4 922	4 623	4 360	3 907
TUBOS	35 559	25 990	18 770	12 150	7 274
Costo total de la caída de presión al año.					
	40 928	30 912	23 393	16 510	11 181

La siguiente tabla muestra el costo total de diversos intercambiadores de calor con tubos de 1.25 plg. 14 BWG, este valor incluye la caída de presión y la depreciación anual.

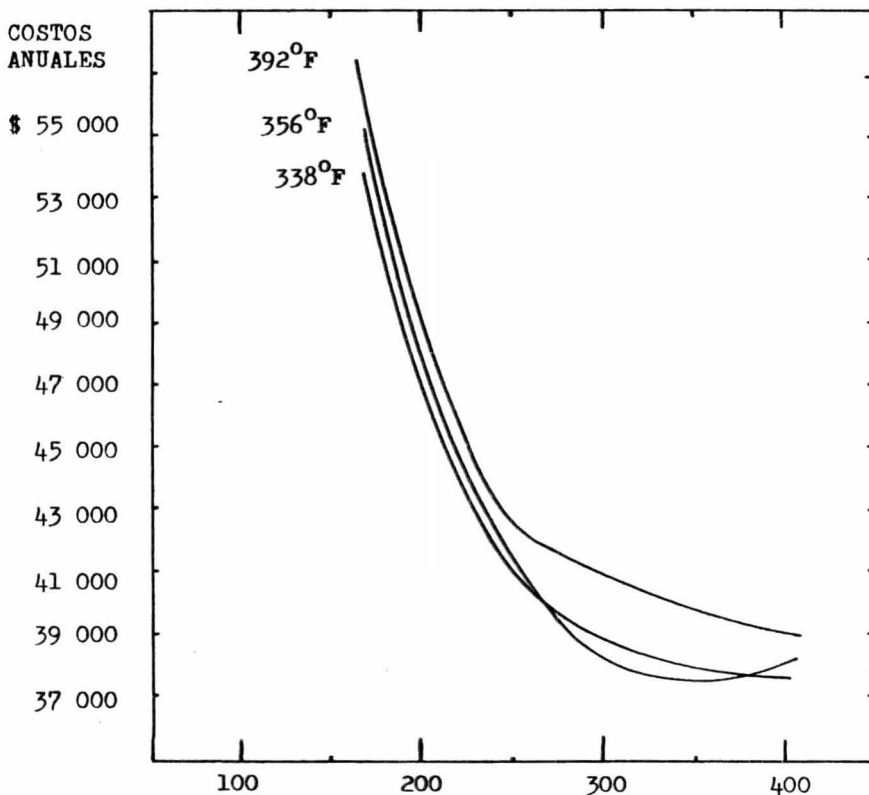
No DE TUBOS	COSTO TOTAL
164	54 368
200	46 826
240	41 334
304	38 914
400	37 710



Los gases se enfrían hasta 338°F (170°C).

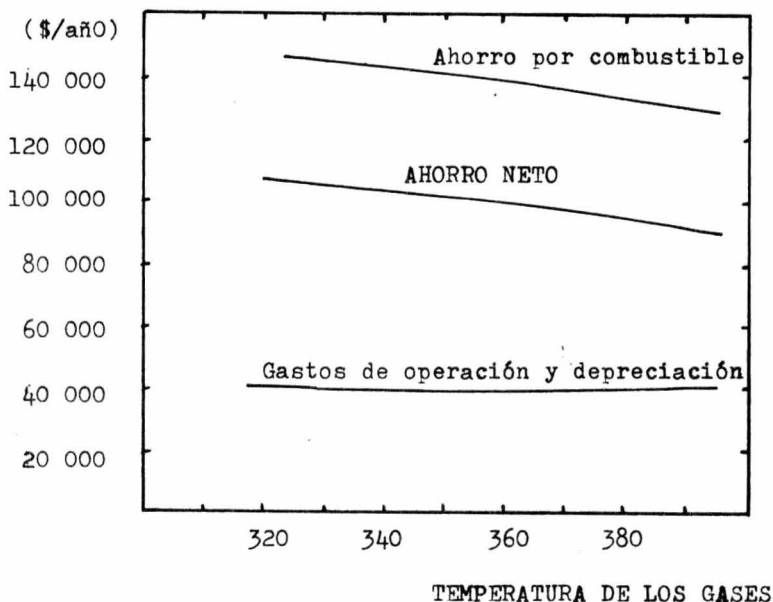
La siguiente tabla permite hacer una comparación directa entre los costos anuales (de operación y depreciación) de diferentes tipos de intercambiadores de calor. Después se hace una gráfica con estos valores tomando como parametro la temperatura de los gases de combustión a la salida del intercambiador.

<u>No TUBOS</u>	<u>392°F</u>	<u>356°F</u>	<u>338°F</u>
164	\$ 56 924	\$ 55 340	\$ 54 368
200	48 392	47 416	46 826
240	42 577	41 743	41 334
304	40 601	37 866	38 914
400	38 918	38 256	37 710



Por medio de la siguiente tabla se puede apreciar el ahorro que puede producir un precalentador de aire que se instala en una caldera que debe generar 12 000 000 Btu/hr. Este ahorro depende del calor que se pueda recuperar de los gases de combustión generados por la caldera, esta recuperación es función de la temperatura de los gases a la salida del intercambiador. Estos valores se presentan más abajo en forma gráfica.

<u>Temperatura final de los gases (°F)</u>	<u>Ahorro por combustible (\$/año)</u>	<u>Gastos de operación y depreciación</u>	<u>AHORRO NETO (\$ / año)</u>
392	128 378.00	39 277.00	89 101.00
356	136 984.00	37 866.00	99 118.00
338	141 278.00	38 914.00	102 364.00



Como se puede apreciar el valor óptimo de la temperatura de los gases será el menor que se pueda tener sin que se presente condensación y corrosión.

CONCLUSIONES.

De acuerdo con los cálculos efectuados se puede decir que desde un punto de vista económico, el valor óptimo de la temperatura de los gases de combustión a la salida del intercambiador es el de la temperatura más baja que se pueda lograr sin que se presenten problemas de condensación de los gases y por consiguiente, problemas de corrosión del equipo.

Una temperatura de 338°F (170°C) es adecuada como temperatura de los gases de combustión a la salida del intercambiador de calor.

Un equipo adecuado para estas condiciones es un intercambiador de calor de espejos fijos con un sólo paso en los tubos y un sólo paso en la coraza. Contiene cuatro deflectores segmentados un 25 %, separados uno de otro 4 pies, contiene también 304 tubos de 20 pies de longitud con diámetro de 1.25 pulgadas, arreglados en cuadro y con un espaciamiento entre centros de tubos vecinos de 1.75 pulgadas.

Este equipo tiene un costo aproximado de \$ 112 000.00 y da lugar a unos gastos de operación de \$ 16 500.00 anuales.

Cuando la caldera cuenta con este precalentador de aire, eleva su eficiencia desde 71.76% hasta 85.18%, lo que implica que la cantidad de combustible requerido para que la caldera genere 12 000 000 Btu/hr disminuye. Esta disminución en el consumo de combustible da lugar a un ahorro de \$ 141 300.00 anuales.

Si el intercambiador de calor se deprecia en 5 años, entonces el ahorro anual neto es de \$ 102 400.00

N O M E N C L A T U R A .

A	Superficie de transferencia de calor, pies ² .
a_s	Area de flujo en la coraza, pies ² .
a_t	Area de flujo en los tubos, pies ² .
a_t'	Area de flujo por cada tubo, plg ² .
Cp, cp	Calor específico para los fluidos caliente y frío, respectivamente, Btu / lb °F.
C'	Sección libre entre tubos (Claro) plg.
D_{es}	Diámetro equivalente en la coraza, pies.
d_{es}	Diámetro equivalente en la coraza, plg.
DI_s	Diámetro interno de la coraza, plg.
d_o	Diámetro externo de los tubos, plg.
D_t	Diámetro interno de los tubos, pies.
F_t	Factor de corrección del MLDT, adimensional.
f_s	Factor de fricción del lado de la coraza.
f_t	Factor de fricción del lado de los tubos.
G_s, G_t	Masa velocidad en los tubos y en la coraza, lb/hr ft ² .
g	Aceleración de la gravedad, pies / hr ² .
g'	Aceleración de la gravedad, pies / seg ² .
h, h_i, h_o	Coefficientes de transferencia de calor, en forma general, para el interior y para el exterior de los tubos respectivamente, Btu / hr pie ² °F.
h_{io}	Coefficiente de transferencia de calor del lado interior pero referido a el área externa de los tubos.
j_{Hs}, j_{Ht}	Factor de transferencia para la coraza y los tubos respectivamente, adimensional.

k	Conductividad térmica, Btu/hr ft ² °F/ft.
L	Longitud del tubo, pies.
MLDT	Media logarítmica de la diferencia de temperaturas, °F.
N	Número de deflectores.
N _t	Número de tubos.
n	Número de pasos en los tubos.
P _t	Espaciado de los tubos, plg.
ΔP _t , ΔP _s	Caida de presión en los tubos y en la coraza, lb/plg. ²
Q	Flujo de calor.
S	Gravedad específica.
T, T ₁ , T ₂	Temperaturas del fluido caliente, °F.
t, t ₁ , t ₂	Temperaturas del fluido frío. °F.
U, U _c , U _d	Coefficiente total de transferencia de calor, coeficiente limpio y coeficiente de diseño, Btu/hr pie ² °F.
V	Velocidad del fluido, pie/seg.
W	Flujo en peso del fluido caliente, lb/hr.
w	Flujo en peso del fluido frío, lb/hr.
μ	Razon de viscosidades, $(\mu/\mu_w)^{0.14}$
μ	Viscosidad, centipoises x 2.42 = lb/ hr pie.
μ _w	Viscosidad a la temperatura de la pared.
ρ	Densidad, lb/pie ³

BIBLIOGRAFIA

PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Donald Q. Fern

Capitulos del I al X

Ed. C. E. C. S. A.

México, 1972

APPLIED PROCESS DESIGN FOR CHEMICAL AND PETROCHEMICAL PLANTS.

Ernest E. Ludwig

Volumen 3, Capítulo 10

Gulf Publishing Co.

Houston Texas, 1965

PRINCIPIOS DE OPERACIONES UNITARIAS

Foust, Wenzel, Clump

Capítulo XV, pag. 291 a 317

Ed. C. E. C. S. A.

México, 1970

CHEMICAL ENGINEERS HANDBOOK

John H. Perry

Capitulos 21 y 22

Tercera Edición

Mc.Graw-Hill

PROBLEMAS DE INGENIERIA QUIMICA

Ocon y Tofo

Capítulo 2, pag. 60 a 151

Ed. Aguilar

México, 1971.