

30061P



UNIVERSIDAD LA SALLE

ESCUELA DE QUIMICA
INCORPORADA A LA U.N.A.M.

**"DISEÑO DE UNA PRACTICA SOBRE UN CAMBIADOR
DE CALOR DE PLACAS TIPO CONDENSADOR PARA
EL LABORATORIO DE INGENIERIA QUIMICA DE LA
UNIVERSIDAD LA SALLE"**

**TESIS PROFESIONAL
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO QUIMICO
PRESENTA
SR. ANTONIN RIGAUD TELLEZ**

México, D.F.

1989.

FALLA DE ORIGEN



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

I N D I C E

	Capítulo	Página
1.-	Generalidades	1
2.-	Estructura Geométrica	6
3.-	Descripción General	8
4.-	Ventajas y Desventajas	23
5.-	Fundamentos Teóricos	26
6.-	Práctica Propuesta	43
7.-	Comparación de Cambiadores	74
8.-	Conclusiones	77
9.-	Apéndice	79

1.- GENERALIDADES

1.1 Historia

El Cambiador de Calor de Placas tiene por lo menos una historia de cien años.

La primera patente aparece el 5 de abril de 1890 y fue realizada por el alemán Drache.

Drache realizó el primer diseño, mediante una serie de placas en forma cuadrada de bronce, con un peso bastante considerable, entremezcladas con placas de cobre, lo cual hacía que el peso del equipo fuera todavía mayor.

Las placas estaban espaciadas una de otra y selladas herméticamente mediante empaques, usualmente de caucho.

La forma estructural es la siguiente: se tienen en cada esquina de las perforaciones de tal manera que al juntar todas las placas involucradas en el equipo se tiene una forma similar a una serie de tubos conectados con pasajes estrechos, sobre el cual, cuando ocurre el paso del fluido en la superficie de las fronteras de las placas, se presenta el intercambio de calor entre los fluidos.

El mecanismo de flujo es como el que hoy conocemos, en una parte del plato va un fluido y en el lado posterior del mismo va el otro fluido, separados solamente por el empaque. (Fig. 1)

Al paso del tiempo en 1923, Seligman crea un equipo el cual consistía en placas cuadradas moldeadas, las cuales dentro de la superficie, había endaduras en forma de zig-zag y separadas por hojas de metal achatadas en las esquinas, el paquete era sellado herméticamente por empaques de caucho.

Después de esta creación todas las placas de este tipo recibieron el nombre genérico de "placas acanaladas". Estas placas tenían la finalidad de estimular el intercambio de calor, mediante un cierto grado de turbulencia creado por los acanalamientos en forma de zig-zag.

En 1932 Feldmeir propuso un equipo consistente en una serie de cámaras (Fig. 2) formando el cambiador de placas que hoy conocemos.

Las cámaras eran rectangulares, elongadas en la dirección del flujo y reducidas en una esquina de la sección rectangular. La placa llevaba corrugaciones en forma de zig-zag muy estrecho, lo cual inducía la turbulencia y por ende a un mejor intercambio de calor.

Estos equipos trabajaban para condiciones de operación muy limitadas, por ejemplo, las presiones de operación eran bajas del orden de 2 bares y el flujo no mayor de 2.500 l/h, con temperaturas no mayores de 70°C, estas limitantes, hacían que estos equipos estuvieran restringidos a ser usados en la industria alimenticia y similares a ésta, además de que sólo era posible usar fluidos líquidos para el intercambio.

En los años de 1940-50 se crearon diversas opciones en la forma estructural y de servicio, esto se debió principalmente a lo siguiente:

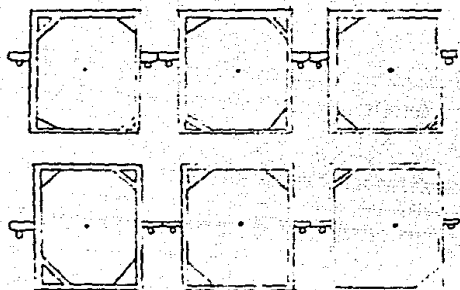


Fig. 1 Cambiador de placas de Drache.

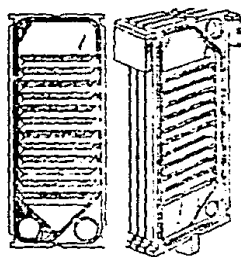


Fig. 2 Cambiador de Placas de Feldmeier.

Los materiales empleados para la fabricación de placas eran muy diversos, siendo los más empleados el cobre, níquel, aleaciones de cobre, acero al carbón, aceros inoxidable y titanio principalmente, ésta variedad para la fabricación de placas originó que las condiciones de operación para los cambiadores de placas fueran más severas, y ahora era posible trabajar con presiones y temperaturas elevadas (presiones de 300 psig, T. hasta 300 °C y flujos cercanos a 2500 m³/h), además de existir la posibilidad de manejar cualquier tipo de fluido, sin importar si éstos son solventes poderosos, ácidos y álcalis de gran concentración o bien cualquier tipo de fluido corrosivo.

Con éstos antecedentes, los intercambiadores de placas tuvieron gran aceptación en industrias tales como:

- | | |
|-----------------|-----------------|
| A) Farmacéutica | B) Lechera |
| C) Química | D) Papelera |
| e) Minera | F) Petroquímica |
| G) Alimentaria | H) Textil |

Posteriormente Seligman hizo algunas modificaciones sobre el intercambiador de Feldmeir:

El espaciamiento entre placas era de 0.065 cm, por lo que se incrementaba la velocidad y la transferencia de calor, además dada la aceleración y desaceleración sucesiva del fluido pasando sobre estas endiduras corrugadas originaba una buena distribución del líquido sobre las placas.

También se soldaban las placas con el fin de eliminar las posibles fugas, sin embargo, esto hacía que la labor de mantenimiento fuera casi imposible, dado que era muy difícil limpiar periódicamente y se restringía a usar fluidos limpios en el proceso.

Por lo impráctico del modelo se desarrollaron otros tipos de placas de diversos materiales para crear una gran variedad de formas con lo cual se conseguía tener resuelto el problema de servicio.

Son éstos hechos los que proporcionaron la rapidez de extensión de los cambiadores de placas en la industria, ya que su versatililidad en el proceso, su bajo costo con respecto a los cambiadores existentes, el espacio tan reducido que ocupan, su facilidad en el mantenimiento, causaron que el intercambiador de placas se encuentre en plantas farmacéuticas donde se trabaja con condiciones de operación moderadas y flúidos limpios, hasta en plataformas marítimas donde las condiciones de operación son muy severas y los flúidos usados son muy viscosos y sucios.

(Fig. 3)

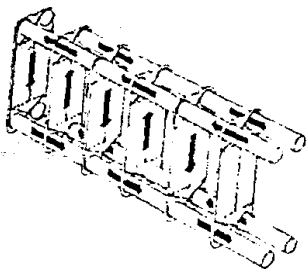


Fig. 3 Flujo en un cambiador de placas.

2.- ESTRUCTURA GEOMETRICA

Antes de describir detalladamente las partes que constituyen a un cambiador de calor de placas, señalaremos que para la elaboración de este equipo, los fabricantes deben seguir una serie de códigos, con el fin que el cambiador cumpla con las mínimas normas de seguridad.

Los principales códigos que se emplean para el diseño, fabricación e inspección de los cambiadores de placas son:

- A.S.M.E. Sección II Especificaciones para materiales.
- Sección V Inspección de pruebas no destructivas.
- Sección VIII Div I Requisitos generales para construcción.
- Sección IX Calificaciones de soldadura.
- A.N.S.I. B1.1 Tornillos roscados
- B16.5 Conexiones adecuadas.
- A.I.S.I. Para pruebas destructivas y no destructivas de materiales.
- A.S.M.E. American Society of Mechanical Engineers.
- A.N.S.I. American National Standards Institute.
- A.I.S.I. American Iron and Steel Institute.

3.- DESCRIPCION GENERAL

El Cambiador de Placas es un equipo sencillo en su diseño y construcción. Consiste básicamente de dos cabezales, uno fijo y otro móvil, entre los cuales se encuentran empalmados una serie de placas metálicas que actúan como superficies de transferencia de calor, soportadas y alineadas mediante dos barras y guías selladas en su periferia por medio de un empaque. Todas las placas están provistas de cuatro agujeros, uno en cada esquina, que proveen las entradas y las salidas de los flúidos. Dichas placas poseen en su estructura, directores en los cuales se distribuyen los flúidos, éstos directores de flujo son endiduras que tienen las placas y su forma y tamaño varían de acuerdo a las necesidades del proceso.

La barra guía es el miembro encargado de soportar y armar todas las placas del paquete.

Por último, tenemos el elemento que va a proporcionar la estructura del cambiador y se le conoce con el nombre de bastidor, éste se compone de una placa fina móvil y otra fija, de varios porta-placas atornilladas a la placa fija, y el soporte posterior que facilita el montaje y desmontaje de las mismas, el carril guía que garantiza la alineación exacta de las placas y los pernos, que tienen como función principal, el apretar el paquete de placas entre las dos placas de los extremos.

3.2 PLACAS

Actualmente cada fabricante cuenta con diferentes diseños de placas que le son distintivos, pero todos son esencialmente similares. Las placas son de forma rectangular, con flujo de fluidos en la dirección longitudinal, para promover la transferencia de calor, se presentan corrugaciones de diversos tipos en la superficie de la placa, y los agujeros en las esquinas proveen las entradas y salidas para las corrientes.

En la Fig. 4 se muestra una placa típica. Sus principales características son:

A. Area corrugada principal

Esta parte de la placa es la principal responsable de la transferencia de calor.

B. Areas de distribución

Estas también son áreas de transferencia de calor, son normalmente de forma triangular, y conectan los agujeros con el área principal.

C. Agujeros

Estos se localizan en las cuatro esquinas de las placas y proporcionan las entradas y las salidas de las corrientes.

3.2.1 Corrugaciones

Esta es la característica más significativa y particular de los cambiadores de calor de placas.

Las corrugaciones prensadas en las placas generalmente cumplen tres funciones:

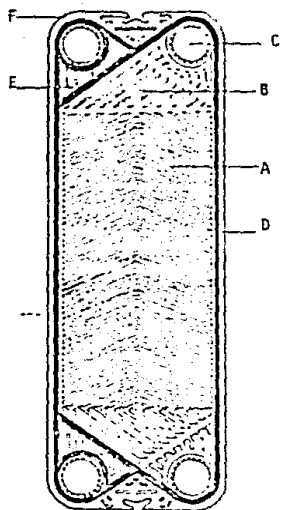


Fig. 4 Características de una placa.

- a) Incrementan el área efectiva de transferencia de calor en 15-25% aproximadamente.
- b) Dan rigidez y refuerzan la placa a fin de que pueda soportar la diferencia de presión, sin sufrir deformación permanente ó con un mínimo de deformación. Esto permite que puedan usarse placas hasta de 0.6 mm de espesor para presiones de hasta 162 N/cm^2 -an. permitiendo al mismo tiempo el uso económico de materiales resistentes a la corrosión, los cuales son caros y manteniendo pequeña la resistencia de la pared a la transferencia de calor.
- c) Promueven la turbulencia, incrementando los coeficientes de transferencia de calor de ambos fluidos, lo que está asociado con una mayor caída de presión.

3.2.2 Tipos de corrugaciones

De entre los diversos tipos existentes, se describirán las más representativas y las más ampliamente usadas en la industria.

(Fig. 5)

1. Tipo lavadero.

Consiste en una serie de corrugaciones paralelas semejantes a las de un lavadero, normales a la dirección del flujo, de una profundidad mayor que la del empaque de tal manera que cuando las placas se ensamblan, las corrugaciones encajan con las de la placa adyacente dando un cambio constante en ángulo y dirección al paso del flujo.

II. Tipo Sardineta

En éste las corrugaciones son de la misma profundidad que el empaque comprimido y están inclinadas con respecto al eje longitudinal de la placa, formando una "V" semejando en su conjunto las espinas de un pez. En éste tipo de placa se manejan grandes presiones diferenciales aún con placas delgadas sin que éstas sufran deflexiones.

Este tipo de placa es de uso más generalizado en la industria química, puesto que puede operar con presiones mayores y son eficientes cuando se trata de manejar fluidos viscosos.

III. Tipo Sardineta Modificada

Los diferentes fabricantes han modificado el diseño original en forma de "V" de la placa de tipo sardineta, obteniendo cada uno su particular diseño, aunque puede considerarse que todos son esencialmente similares.

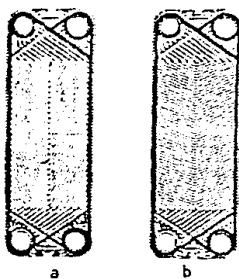
3.2.3 Materiales de Construcción.

Las placas son producidas en masa en prensas mecánicas y cada diseño requiere considerable desarrollo y optimización, así como alto costo de herramientas. Normalmente no se requiere soldaduras, más que cuando se utilizan presiones grandes para apretar el paquete de placas.

Esto implica que las placas pueden fabricarse con materiales que presentan características pobres de soldadura, y además, al estar la superficie libre de soldaduras, la resistencia a la corrosión se incrementa.

De hecho puede usarse cualquier material que pueda forjarse en frío.

Fig. 5 Tipos de Corrugaciones.



- a) Sardineta Suave.
b) Sardineta Dura.

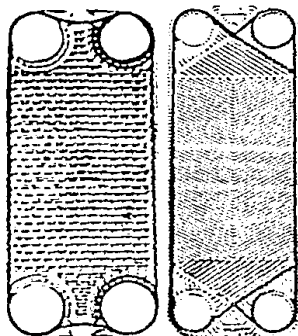


Fig. 6 Flujo Paralelo.

El material más comúnmente usado es el acero inoxidable, sea el tipo 304 (18 Cr, 10 Ni) ó el tipo 316 (18 Cr, 12 Ni, 2.5 Mo). Preferentemente con un contenido de carbón menor de 0.07 %, ya que esto elimina la necesidad de estabilización con titanio.

El titanio (99.8%) y el titanio estabilizado con paladio (0.2%) se usan en varios tipos de placas, particularmente para servicios que involucran soluciones de cloro, como agua de enfriamiento de mar, a causa de su sobresaliente resistencia a la corrosión.

También puede disponerse de otros materiales como las aleaciones de níquel (Monel 400, Incoloy 825, Inconel 600 y 625) y aleaciones de cobre.

Los metales puros como el cobre, aluminio, níquel, tantalio, etc. pueden usarse también. Generalmente no se usa el acero al carbón porque no tiene una resistencia adecuada a la corrosión.

3.3 EMPAQUES

Generalmente, el empaque es el limitante del rango de temperaturas y presiones de operación, y de la naturaleza de los fluídos que pueden utilizarse en un cambiador de placas. Se fabrican de materiales como hule natural, nitrilo, neopreno, silicón, etc. Las placas deben atrapar y soportar eficazmente los empaques y prevenir deformaciones, bajo condiciones de altas presiones, lo cual podría ocasionar fugas; para ésto, se dispone de un canal en la periferia y alrededor de los agujeros en las placas, donde se inserta el empaque y se fija a la placa mediante un adhesivo. Esto protege al empaque del daño mecánico cuando la unidad se abre para inspección y limpieza.

La vida útil del empaque depende del trato que recibe durante el mantenimiento y el ensamble del paquete de placas. Se han reportado empaques que han operado continuamente durante ocho años en servicios industriales, sin necesidad de renovarlos.

Para tener una vida óptima del empaque, se recomienda aplicar únicamente la compresión necesaria para evitar fugas durante la operación

Para la correcta selección del empaque se deben tomar en cuenta la temperatura y presión de operación, y la composición química de los fluidos. En la tabla siguiente se enlistan algunos de los diferentes materiales empleados, su temperatura de operación y su aplicación.

TABLA 1.

MATERIAL	TEMPERATURA MAX. OPERACION (oC)	APLICACIONES
1. Hule Natural	80	De uso general a bajas temperaturas.
2. Hycar	85	De uso general a bajas temperaturas.
3. Neopreno	85	De uso general a bajas temperaturas.
4. Hule Nitrilo	135	Acidos débiles ó diluïdos, materiales grasos, legia, aceites, etc.
5. Etileno-Propileno	150	Para agua, medios oxidantes, soluciones de cetonas.
6. Hule de Fluorocarbono	180	Aceites minerales.

MATERIAL	TEMPERATURA MAX. OPERACION (°C)	APLICACIONES
6. Hule de Fluorocarbono	180	vegetales y combustibles.
7. Vitón	200	Excelente resistencia química en general, incluyen <u>do ácidos concen</u> <u>trados y solucio</u> <u>nes cloradas.</u>
8. Fibra de asbesto	260	Solventes orgán <u>icos hidrocarburos</u> clorados.

3.4 Estructura

El diseño de la estructura de un cambiador de placas depende del tamaño de la unidad, de la presión de diseño, de la frecuencia con que se usa y de la aplicación.

La mayoría de los intercambiadores de placas son montados en la pared ó en el piso. Las conexiones pueden estar soldadas, ó ser removibles.

Las características principales de la estructura, son:

- Un miembro vertical fijo ó cabezal fijo, el que tiene los agujeros de entrada y salida.
- Barra superior e inferior, las cuales conectan los dos miembros anteriores. La barra superior proporciona un medio para sostenerlas y guiarlas.
- Un miembro móvil ó cabezal móvil, el que puede o no contener agujeros de entrada y salida, dependiendo del arreglo de pasos de los fluidos.
- Mecanismo de prensado: En unidades pequeñas se hace manual

mente, apretando una serie de tuercas para cerrar el paquete de placas, pero para unidades mayores puede disponerse de mecanismos eléctricos o hidráulicos para prensar el paquete.

3.5 Arreglo de Flujo

El arreglo de flujo de un cambiador de calor de placas puede ser simple ó complejo. El arreglo más simple es aquel en el que los flúidos "pasan" una sola vez a través de los pasajes formados entre las placas, y es conocido como arreglo en un solo paso. Ambos pueden circular en la misma dirección (flujo paralelo) ó en direcciones opuestas (flujo en contracorriente), pero en la elección del arreglo a usarse, se debe tener en cuenta que el arreglo ideal es aquel en el que se tiene flujo en contracorriente pura.

Para aproximarse a este arreglo ideal, se puede usar un equipo con un solo paso a contracorriente. En este arreglo, se presenta en los canales extremos donde el calor se transfiere únicamente a través de una placa, las placas terminales no se usan para transferir y no son placas térmicas, por lo que el número de placas térmicas será siempre dos placas menos que el número de placas totales.

El problema de la distribución del flujo puede ser ilustrado, considerando un arreglo de un solo paso; este arreglo en contracorriente es conocido como arreglo en "U" y "Z". (Fig. 6).

En el arreglo en U la entrada y la salida de las corrientes ocurre en el mismo lado de la estructura y en el arreglo en Z son opuestas una de la otra.

La distribución del flujo a través de las placas en el paquete está determinada por los perfiles de presión en los arreglos, tanto en la entrada como en la salida de cada corriente.

El perfil de presión en el arreglo está determinado por dos factores:

- a) La fricción del fluido en el trayecto de su recorrido.
- b) El cambio de momentum originado por el decremento de la velocidad del fluido, así como también la entrada y salida del fluido en el paso de una placa a otra.

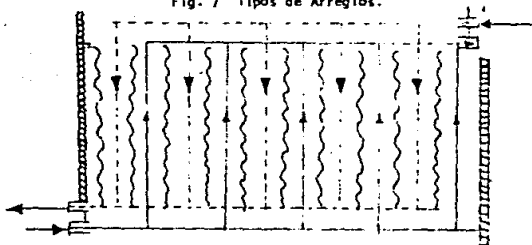
3.5 Arreglo en "U"

La característica del arreglo en "U" es que la diferencia de presión entre las corrientes que están en las placas y las que se encuentran fuera de ellas, decrecen con la velocidad del fluido en la entrada y la salida. (Fig. 7)

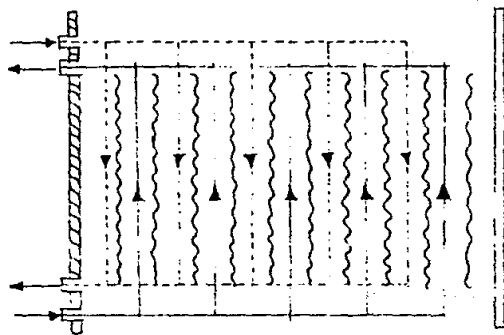
3.5.2 Arreglo en "Z"

Para el arreglo en "Z" la diferencia de presión no varía mucho como en el caso del arreglo en "U" y la variación del flujo es menor además de que se tiene una mejor distribución de flujo en los canales, lo que es notorio cuando se tienen flujos elevados y un gran número de canales.

Fig. 7 Tipos de Arreglos.



Arreglo en "Z"



Arreglo en "U"

3.6 ENSUCIAMIENTO

El aspecto de ensuciamiento ha recibido poca atención por parte de los investigadores, debido a la dificultad que implica la realización de trabajo experimental a largo plazo; sin embargo, no debe menospreciarse su influencia en el diseño de los intercambiadores de calor.

En general, se considera que el ensuciamiento es menor en un cambiador de calor de placas que en uno de tubo y coraza por las siguientes razones:

- 1) Un alto grado de turbulencia mantiene los sólidos en suspensión e incrementa la velocidad de remoción del ensuciamiento.
- 2) El perfil de velocidad a través de la placa es bueno, no hay "espacios muertos" con baja velocidad, como sucede en ciertas zonas en la envolvente de un intercambiador.
- 3) Como la placa está construida con materiales resistentes a la corrosión, no hay depósitos de los productos de corrosión a los cuales el ensuciamiento pueda adherirse.
- 4) La extrema simplicidad de limpieza, el pequeño volúmen retenido y la alta turbulencia, además de la ausencia de espacios muertos, provocan que los métodos químicos de limpieza sean rápidos y efectivos. Si se requiere limpieza mecánica, todas las superficies involucradas tienen fácil acceso.

Por tanto, los valores del factor de ensuciamiento para los cambiadores de calor de placas son menores que los usados en equipos tubulares, valiendo en algunos casos el 20% de éstos, como se muestra a continuación.

TABLA 1.

FACTORES DE ENSUCIAMIENTO

SUSTANCIAS	UNIDADES ($\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C/ Kcal}$) $\times 10^4$
Agua desmineralizada	0.1024
Agua suave	0.2049
Agua dura	0.5123
Agua tratada	0.4098
Agua de mar	0.5123
Aceite lubricante	0.2049-0.5123
Aceite vegetal	0.2049-0.5123
Acetona	0.5123-1.0245
Acetato de etilo	0.5123-1.0245
Acido acético	0.5123-1.0245
Benceno	0.5123-1.0245
Cerveza y leche	0.3073-0.5123
Etano	0.5123-1.0245
Etilenglicol	0.5123-1.0245
Fluídos de proceso en general	0.1024-1.0245
N-Heptano	0.5123-1.0245
N-Octano	0.5123-1.0245
Metanol	0.5123-1.0245
Metil etil cetona	0.5123-1.0245
Solución de azúcar	1.5368-2.049
Tetracloruro de carbono	0.5122-1.024
Tolueno	0.5122-1.024
Vapor	0.7172-1.024
Vino	0.5122-1.024

4.- VENTAJAS Y DESVENTAJAS

4.1 Ventajas

a) Facilidad de mantenimiento: La construcción simple de éstos equipos, hace que el mantenimiento sea fácil, rápido y eficaz para el operario, ya que debido a que todas las placas pueden ser removidas, su limpieza se facilita enormemente usando simplemente un trapo y una solución química que quite la incrustación.

b) Fugas: En caso de que se presentara una fuga en el equipo, de inmediato sería detectada, ya que el fluido saldría a la atmósfera como consecuencia de una falla en el empaque; además no habría mezclado de los fluidos.

c) Costos de inversión: Se ha comprobado que un cambiador de calor de placas es más económico, que cualquier otro tipo de equipo de transferencia que éste dentro de los rangos de operación del cambiador de placas.

d) Seguridad para el personal: La fabricación de éstos equipos está pensada para que tanto en operación como en mantenimiento sean muy seguros. Quizá podríamos tener algún riesgo cuando manejamos fluidos peligrosos y llegara a presentarse una fuga, pero al diseñarlos se tiene en cuenta esto y la manera de evitarlo es poner una placa plástica transparente alrededor del equipo, de tal forma que si hubiera una fuga se podría detectar sin tener algún percance.

e) Requieren de poco espacio: El espacio que ocupan éstos equipos es sumamente reducido en comparación con un cambiador de calor de haz y envolvente, además una ventaja importante con respecto a los cambiadores existentes es que éste equipo no necesita una superficie extra para mantenimiento.

4.2 Desventajas

Las limitantes más importantes que presentan éstos equipos son las siguientes:

- a) Presión: Esta variable importante en la operación, es una limitante para éstos equipos, ya que no es posible trabajar en procesos donde se tienen presiones arriba de 32 Kg/cm^2 .
- b) Temperatura: Otra variable importante en el proceso resulta ser la temperatura, y ésta variable nos restringe a usar un cambiador de placas para condiciones donde la temperatura no excede los 290°C .
- c) Flujos: Dadas las limitaciones anteriores nos vemos en la necesidad de trabajar con flujos de poco caudal, lo cual nos limita a cooperar con flujos moderados.
- d) Tipos de Fluídos: Esta es una restricción muy importante para el uso de los cambiadores de calor de placas, ya que sólo presenta buenos resultados cuando trabaja con fluídos en fase líquida. Para el caso donde tenemos que manejar fluídos en fase gaseosa, los resultados no son tan alentadores y menos cuando trabajamos al vacío.
- e) Información: A pesar de que el cambiador de calor de placas tiene una existencia de varios años y que en los últimos veinte años, se ha ido adentrando en las industrias de proceso, existe muy poca información, ya que la mayoría de la información está en manos de algunos fabricantes e institutos de investigación, los cuáles por razones obvias no publican sus adelantos.

5.- FUNDAMENTOS TEORICOS

En el estudio de la transferencia de calor, se consideran tres formas distintas de transferencia: Conducción, Convección, Radiación. En realidad, la distribución de temperatura en un medio, se controla por los efectos combinados de estas tres formas de transferencia de calor; por lo tanto, no es realmente posible aislar una de las interacciones de las otras dos. Sin embargo, para simplificar el análisis sobre un fenómeno físico, se puede considerar una forma de transferencia y despreciar los efectos de las otras dos.

Generalmente son la conducción y la convección los medios por los cuales se puede explicar el fenómeno de la transferencia de calor en un cambiador de placas. A continuación se explica brevemente estas dos formas de transferencia.

CONDUCCION: La conducción es la forma de transferencia de calor en la cual el intercambio de energía ocurre de la región de mayor a la de menor temperatura, por el movimiento cinético o el impacto directo de las moléculas como en el caso de los fluidos en reposo o por arrastre de los electrones, como en el caso de los metales.

En un sólido que es un buen conductor eléctrico, un gran número de electrones libres se mueven alrededor de una estructura cristalina; por esta razón, los materiales que son buenos conductores eléctricos son generalmente buenos conductores de calor.

La ley básica de la conducción está basada en observaciones experimentales realizadas por Biot, pero en general se conocen con el nombre del físico matemático francés JOSEPH FOURRIER quien le aplicó en su teoría analítica del calor. esta ley establece que el flujo de calor por conducción en una dirección dada, es proporcional al área normal a la dirección del flujo y al gradiente de temperatura en esa dirección. Por ejemplo para el flujo de calor en la dirección X, la ley de FOURRIER está dada por:

$$Q_x = -k A \frac{\Delta T}{\Delta x}$$

ó

$$q_x = \frac{Q_x}{A} = -k \frac{\Delta T}{\Delta x}$$

En donde Q_x es el flujo de calor a través del área A en la dirección X positiva, y q_x es el flux de calor en la dirección X positiva. La constante de proporcionalidad K se llama Conductividad Térmica del material y es una cantidad positiva. El signo menos de las ecuaciones asegura que Q_x y q_x sea una cantidad positiva cuando el calor fluye en la dirección X positiva.

Esto se debe a que la temperatura disminuye en la dirección X positiva, si el calor fluye en esta misma dirección: entonces $\Delta T / \Delta X$ es negativo.

CONVECCION: La transferencia de calor por convección se debe al movimiento del fluido. El fluido frío adyacente a superficies calientes recibe calor que luego transfiere al resto del fluido frío, mezclándose con él.

La Convección libre ó natural ocurre cuando el movimiento del fluido, no se complementa por agitación mecánica. Pero cuando el fluido se agita mecánicamente, el calor se transfiere por convección forzada. La agitación mecánica puede aplicarse por medio de un agitador, aún cuando en muchas aplicaciones de proceso se induce circulando los fluidos calientes y fríos a velocidades considerables en lados opuestos de tubos.

Las convecciones libre, y forzada ocurren a diferentes velocidades, la última es la más rápida, y por lo tanto, la más común. Los factores que promueven altas transferencias para la convección forzada, no necesariamente tienen el mismo efecto en la convección libre. Es propósito de éste tema establecer un método general para obtener las razones de transferencia de calor, particularmente en presencia de convección forzada.

a) Coeficientes de Película:

Considérese una placa con convección forzada de diferentes magnitudes en ambos lados de la placa, como se muestra en la Fig. 8.

En un lado, el calor es depositado por un fluido caliente, y del otro lado el calor es recibido por un líquido frío. Cualquiera de las resistencias puede ser medida independientemente, obteniendo la diferencia de temperatura entre la superficie de la placa y la temperatura promedio del líquido. La transferencia de calor puede determinarse a partir del cambio de calor sensible en cualquiera de los fluidos y en la longitud de la placa en la cual ocurre la transferencia de calor. Designando por R_i (R_1) la resistencia interior, y la exterior por R_o ; las temperaturas interiores y exteriores de la pared de la placa

por t_p y t_w , y aplicando una expresión para el estado estable.

$$Q = \frac{A_i (T_i - t_p)}{R_i} = \frac{A_o (t_w - T_o)}{R_o}$$

donde T_i es la temperatura del fluido caliente en la pared interior y T_o la temperatura del fluido frío en el exterior. Reemplazando las resistencias por sus recíprocos " h_i " y " h_o ", respectivamente.

$$Q = h_i A_i \Delta t_i = h_o A_o \Delta t_o$$

Los recíprocos de la resistencia de transferencia de calor tienen las dimensiones de $\text{Kcal}/\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ de diferencia de temperatura, y se llaman coeficientes individuales de película ó simplemente coeficientes de película.

Además de que el coeficiente de película es una medida del flujo de calor por unidad de superficie y por unidad de diferencia de temperatura, indica la razón ó velocidad a la cual los fluidos que tienen una variedad de propiedades físicas y bajo diferentes grados de agitación, transfieren calor, hay otros factores que influyen los coeficientes de película, tales como el tamaño de la placa, el tipo de corrugaciones, el área de la placa, etc.

Con tantas variables, y cada una teniendo su propio grado de influencia en la razón de transferencia de calor (coeficiente de película), es fácilmente comprensible por qué no hay una derivación racional que permita un cálculo directo de los coeficientes de película.

Por otra parte, no es práctico efectuar un experimento para determinar el coeficiente cada vez que se deba añadir o remover calor de un fluido.

En lugar de esto es deseable estudiar algún método de correlación mediante el cual y con la ejecución de algunos experimentos básicos, con un amplio rango de variables, obtener relaciones que mantengan su validez para cualesquiera otras combinaciones de variables. El problema inmediato es establecer un método de correlación y luego aplicarlo a datos experimentales.

A.) Transferencia de calor entre sólidos y fluidos:

- Flujo laminar y flujo turbulento.
- El número de Reynolds.

Quando un líquido fluye en un tubo horizontal, ó en un canal, puede hacerlo en forma de movimiento de torbellino no localizado, conocido como flujo turbulento, (fig. 8), graficando la velocidad local en la tubería ó en el canal contra la distancia de su centro. Si la velocidad del líquido disminuye bajo cierto valor determinado, la naturaleza del fluido cambia y desaparece la turbulencia. Las partículas del fluido fluyen en líneas paralelas a lo largo del eje del tubo, ésto se conoce como flujo laminar.

Un experimento usado para la determinación visual del tipo de flujo, consiste en un tubo de vidrio a través del cual fluye agua. Se inyecta una corriente muy fina de anilina en el centro del tubo, y si la tinta permanece en el centro del tubo a una distancia razonable, es indicativo de flujo laminar. Es sinónimo de flujo laminar el flujo paralelo. Experimentos adicionales han indicado que el flujo laminar procede como deslizamiento de delgados cilindros concéntricos de líquido, uno dentro del otro, como se muestra en la Fig. 9. También se muestra que la distribución de las velocidades de los cilindros es parabólica con el máximo al centro, aproximándose a cero en la pared del tubo.

Reynolds observó que el tipo de flujo adquirido por un líquido que fluye dentro de un tubo, era influido por la velocidad, densidad y viscosidad del líquido, además del diámetro del tubo. Cuando estas variables se relacionan como el cociente Du/μ , llamado el número de Reynolds, se encuentra que existe flujo turbulento cuando el valor numérico de Du/μ excede las cercanías de 2300 y usualmente cuando excede 2100. Por definición, la transferencia de calor por convección procede principalmente del movimiento de uno o más fluidos.

La velocidad a la que el calor es transferido hacia o de un líquido a un tubo, es considerablemente menor en el flujo laminar, que en el turbulento, y en la práctica industrial es casi siempre deseable evitar condiciones tales como la baja velocidad de un líquido que origina flujo laminar.

B. Análisis de la convección forzada.

(Forma de la ecuación)

La razón de transferencia de calor por convección forzada a un fluido incompresible que viaja en flujo turbulento por una tubería ó un canal a flujo de masa constante, se ha encontrado que es influida por la velocidad u , densidad ρ , calor específico c , conductividad térmica k , viscosidad μ , así como por el diámetro interno del canal D . La velocidad, viscosidad, densidad y diámetro afectan el grueso de la película del fluido en la pared de la placa a través de la cual el calor debe ser conducido primero, también tienen influencia sobre el grado de mezcla del fluido, k es la conductividad térmica del fluido, y el calor específico refleja la variación del promedio de la temperatura del fluido como resultado de la absorción uniforme de calor.

No se conoce si todos los términos de energía serán expresados mecánica ó térmicamente por las dimensiones de variables, de ma

nera que la constante dimensional $K_H = \frac{ML^2}{H\theta^2}$

debe incluirse (Conversión de energía cinética a calor).

Si todas las dimensiones se combinan para dar únicamente cantidades térmicas tales como Kcal., que aparecen en las dimensiones de h_1 , el exponente de K_H en las series deberá ser cero, y la constante se reducirá dimensionalmente a 1.0, un número puro.

$$h_1 = *u^a \rho^b c^d D^e k^f m^g K_H^i$$

$$\frac{H}{\theta L^2 T} = * (L/\theta)^a (M/L^3)^b (H/MT)^d (L)^e (H/\theta LT)^f (M/L\theta)^g (ML^2/H\theta^2)^i$$

- 1) H, $1 = d + f - i$
- 2) L, $-2 = a - 3b + e - f - g + 2i$
- 3) θ , $-1 = -a - f - g - 2i$
- 4) M, $0 = b - d + g + i$
- 5) T, $-1 = -d - f$

Resolviendo simultáneamente,

$$\begin{aligned} \text{De 5)} \quad & -1 = -d - f \\ & d = 1 - f \dots\dots 6) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Sustituyendo 6) en 1)} \quad & 1 = d + f - i \\ & 1 = (1 - f) + f - i \end{aligned}$$

$$i=0 \dots\dots 7)$$

Despejando "g" de 3) y substituyendo $i=0$

$$-1 = -a - f - g - 2i$$

$$g = 1 - f - a \dots\dots 8)$$

$$-1 + a = -f - g \dots\dots 8a)$$

con un procedimiento análogo se llegan a las siguientes ecuaciones.

$$a = a$$

$$b = a$$

$$d = 1 - f$$

$$e = a - i$$

$$f = f$$

$$g = 1 - f - a$$

$$i = 0$$

Substituyendo,

$$h_i = \pm u^a p^a c^i - f d^a - i k^f m^1 - f - a k_H^0$$

Agrupando términos,

$$\frac{h_i D}{k} = \pm (Du/m)^a (cm/k)^1 - f$$

donde $\pm a$, $1 - f$ deben evaluarse de un mínimo de tres grupos de datos experimentales. Substituyendo la velocidad de masa por mp.

$$\frac{h_i D}{k} = \pm (Dg/m)^a (cm/k)^1 - f$$

A los grupos adimensionales hD/k y cm/k , igual que el número de Reynolds Du/μ ó DG/μ , se les han asignado nombres en honor de los primeros investigadores en el campo de la mecánica de los fluidos y transferencia de calor.

$$\text{Número de Nusselt} \quad \frac{hD}{k}$$

$$\text{Número de Reynolds} \quad \frac{DG}{\mu}$$

$$\text{Número de Prandtl} \quad \frac{cm}{k}$$

Las constantes α , a , $1-f$, están en función del tamaño de la placa, el tipo de corrugación y los materiales de su construcción. Uno de los aspectos más útiles del análisis dimensional es su habilidad de proveer correlaciones entre variables cuando la información acerca de un fenómeno es incompleta.

Conocidas las expresiones que ayudan a calcular la transferencia por convección, trataremos de encontrar una ecuación que nos describa todo el calor global que se transfiere en el proceso. Para evaluar este calor global, es necesario introducir un término en la ecuación de convección el cual englobe todo el calor que se está transfiriendo, éste término involucrará no sólo el calor que se transfiere por convección, sino también el que se llega a transferir por conducción. Para explicar mejor éste fenómeno, tomenos en cuenta el siguiente texto.

Este término involucra las resistencias que el medio presenta a dicho flujo, las resistencias más significativas que se encuentran presentes en el trayecto son:

- a) Resistencia debida a la pellicula del fluido
- b) Resistencia debida a la pared de la placa

Estas resistencias tienen un significado importante cuando están agrupadas en el coeficiente global de transferencia de calor. El término conocido con el nombre de Coeficiente Global de Transferencia de Calor, está representado por las sumas de las resistencias presentadas por los fluidos en el proceso de la siguiente forma:

$$U = \frac{1}{1/h_c + 1/h_f + e/K + R_{d(vap)} + R_{d(liq)}}$$

Donde U es el coeficiente de servicio, y R_d es el factor de ensuciamiento, el cual representa cualquier depósito sobre la superficie de parte del fluido en el trayecto. (En la tabla 1 se representan algunos valores reportados para éste factor).

Definidos todos los términos que intervienen en la transferencia de calor dentro de un cambiador de placas, la ecuación que nos describe en forma global este fenómeno es la siguiente:

$$Q = UALMTD$$

CONDENSACION DE VAPORES

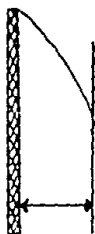
Los vapores saturados se condensan cuando se ponen en contacto con una superficie a una temperatura inferior a la de su punto de rocío.

Generalmente, los vapores de sustancias orgánicas, al condensarse mojan las superficies metálicas, formando sobre ellas una película de espesor variable, y de ahí que a esta operación se la denomine Condensación en Película. En cambio, el vapor de agua se comporta de una manera muy distinta; unas veces moja a las superficies, y otras no, dependiendo de las condiciones en que se realice la condensación.

Si no moja a la superficie tiene lugar la Condensación en Gotas.

Condensación en Película

En este tipo de condensación se ha comprobado que el espesor de la película depende; de la forma de la superficie, de la velocidad de condensación del vapor, y, por último de las condiciones



dinámicas de la película, es decir, del grado de turbulencia.

En la Fig. 8 se representa esquemáticamente la distribución del líquido condensado sobre las paredes de

Condensación en una placa vertical. las placas verticales.

(Fig. 8)

Vapores Saturados

En vista de la gran complejidad que presenta el mecanismo de la condensación de vapores sobre superficies ha sido preciso para obtener una expresión sencilla que permita calcular los coeficientes de condensación simplificarle introduciendo las siguientes suposiciones:

Que el vapor se condensa uniformemente en película sobre toda la superficie; que la película se mueve en régimen laminar (impulsada, únicamente, por la acción de la gravedad); y, finalmente, que la diferencia de temperaturas entre el vapor y la superficie es constante.

Tomando éstos parámetros en cuenta, y además por pruebas experimentales, Anlijev propuso la siguiente correlación para el coeficiente de condensación:

$$h = h_0 \sqrt{\rho f / \rho_m}$$

El lado controlante en el proceso de condensación es el coeficiente originado por el vapor, en donde generalmente los rangos son de: 5856 - 15000 Kcal/hm²°C.

En lo que se refiere a la fase líquida del cambiador de calor de placas, la trayectoria del fluido llega a ser una función del N° de Reynolds; para flujo laminar el Re oscila entre 0.01, 300, mientras que en cambiadores de tubo y coraza es mucho más alto.

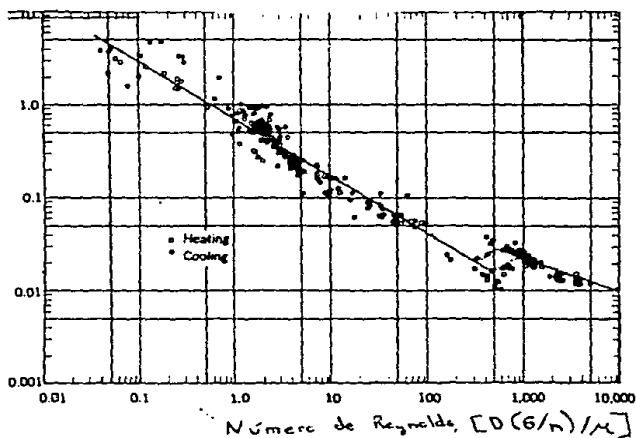
Haciendo una síntesis que relacione los flujos y el N° de Reynolds, quedaría de la siguiente manera:

Tipo de Flujo	Reynolds
Flujo laminar	0.01-300
Flujo en Transición	500-10000
Flujo Turbulento	10000-en adelante.

Jackson y Troupe proponen un coeficiente de película que relaciona el Número de Prandtl y el Número de Reynolds para flujo laminar:

$$J_a(hf/G Cp) (Pr)^{0.667} (m/m)^{0.14}$$

$(h_f / Cp G) (Cp \mu / k)^{0.667} (m/m)^{0.14}$
Coeficiente de transferencia de calor Colburn



(AIChE JOURNAL, 75 Vol. 5, 1970)

Para flujo turbulento Cooper propone la siguiente ecuación:

$$h_f d_h / k = 0.160 (Re)^{0.62} (Pr)^{0.4}$$

$$Nu = 0.15 Pe^{0.65} Pr^{0.30}$$

donde $h = Nu k / d_h$

CAIDA DE PRESION

Cuando un fluido incompresible fluye en un tubo horizontal uniforme con un gasto de masa uniforme, la presión del fluido disminuye a lo largo de la tubería debido a la fricción. Esto comúnmente se le llama la caída de presión del sistema ΔP . La caída de presión por unidad de longitud se expresa como el gradiente de presión dP/dL , el cual se ha encontrado experimentalmente que está influido por las siguientes propiedades del tubo y del fluido: diámetro D , velocidad u , densidad del fluido ρ , viscosidad μ .

La presión tiene las dimensiones de fuerza/área, mientras que la densidad se expresa por masa/volumen, de manera que la constante dimensional que relacione a M y F debe ser incluida,

$$K_M = ML / F \theta^2$$

El mismo resultado puede alcanzarse incluyendo la constante de aceleración "g" junto a las variables anteriores. Mientras que la viscosidad se determina experimentalmente como un efecto de fuerza y tiene las dimensiones de $M/L\theta$.

Usando el mismo método de notación que antes.

$$dP/dL \propto D, u, \rho, \mu, K_M$$

$$dP/dL = \alpha D^a u^b \rho^c \mu^d K_M^e$$

Sustituyendo dimensiones y haciendo arbitrariamente el exponente de $dP/dL = 1$,

$$F/L^3 = (L)^a (L/\theta)^b (M/L^3)^c (M/L\theta)^d (ML/F\theta^2)^e$$

Continuando con un procedimiento análogo al de la convección forzada se llega a la ecuación de la caída de presión:

$$\Delta P = \alpha \frac{G^2 L}{D^5 \rho g} (Re)^{-d}$$

Para combinación con otras ecuaciones hidrodinámicas es más conveniente usar un factor de fricción f de manera que:

$$f = \frac{P \cdot Z \cdot g \cdot f \cdot Dh}{4 \cdot G^2 \cdot L} = \frac{\alpha}{Re^d}$$

Finalmente despejando ΔP se obtiene que:

$$\Delta P = f \cdot \frac{4L}{Dh} \cdot \frac{G^2}{2pg}$$

el factor de fricción es una función específica de las características de la placa. (De la geometría y del arreglo de los canales) Simth y Troupe presentan una ecuación para el factor de fricción mostrando la variación en la separación de placas en un paso para una geometría determinada del canal donde:

$$f_D = A \cdot N \cdot Re^{-N}$$

$$A = 28.8 \left(\frac{B}{Y} - 2 \right)^{1/3} \tan^{1.33} \beta$$

$$N = 0.38 \left(\frac{B}{Y} - 2 \right)^{0.189}$$

Para ángulos en canales de 30, 45 y 60°:

$$B = 0.2609 + 0.7391 \left(\frac{2H}{B} \right)^{2.5}$$

$$\beta = 1.0718 - 0.0718 \left(\frac{2H}{B} \right)^{-2}$$

donde H , B , y β son respectivamente la altura de un canal en pulgadas, un coeficiente de correlación para los efectos del ángulo y el ángulo expresado en radianes.

Dimensiones en la geometría del canal

	H (Pulgadas)	B (Pulgadas)
45° triangular	0.375	0.750
30° triangular	0.216	0.750
60° trapezoidal	0.650	0.750
Semicilíndrica	0.375	0.750

Y: Separación entre platos o espesor del empaque en pulgadas

6.- PRACTICA PROPUESTA

DESCRIPCION DEL EQUIPO UTILIZADO

A) Aplicaciones:

Calentamiento y Enfriamiento de Líquidos.

Pueden ser manejados con líquido-líquido ó líquido vapor.

B) Principio de trabajo:

La superficie de transferencia de calor de cada placa es un número de corrugaciones empalmadas en la placa y en el borde de la misma se encuentra el empaque de fibra de asbesto o de caucho, según la necesidad del usuario.

Las placas están acomodadas de tal manera que las corrugaciones forman canales al juntarse las placas, así un tipo de fluido circula de un lado de la placa, mientras el otro circula del otro lado de la pared de la placa.

C) Materiales Estándares:

- Boquillas: Acero inoxidable AISI 316

Titanio

- Platos: Acero inoxidable AISI 316 y AISI 304

Titanio, Paladio estabilizado con Titanio

Incoloy 825

- Empaque fibra de asbesto comprimido (Hasta 200°C)

D) Datos Técnicos: Fig. 8a, 8b:

- Máxima Presión de trabajo: 1.6 MPa
- Coeficiente de Transferencia de Calor: 1500 - 5000 KCal/hm²°C
- Tipo de Placas: Sardineta Suave
- Superficie de transferencia de calor por placas: 0.032m²
- Temperatura de operación máxima: 200°C
- Ancho de la placa: 0.127m
- Espaciamiento entre placas: 3.0mm
- Area de transferencia de calor total: 34 placas x 0.032m² = 1.088m²
- Número de pasos: 1
- Longitud de la placa: 0.4318m
- Conductividad térmica acero: 38.74 Kcal/hm²°C/m
- Espesor de placas: 0.8mm

A dicho equipo se le adicionaron dos medidores de presión, cuatro medidores de temperatura, un medidor de flujo (Todos de ca
rátula), y en la corriente del condensado se ajusto un tubo de tal manera que se pudiese medir el caudal del mismo como se mostró en la Fig. 10.

Los medidores de temperatura se colocaron en las cuatro tube
rías conectadas al cambiador, el medidor de flujo fué adiciona
do a la tubería del flujo frío.

Los medidores de presión se utilizaron en las tuberías de los dos fluídos líquidos y posteriormente por diferencia de presio
nes medir la caída de presión ocasionada, desgraciadamente como la caída de presión reportada era prácticamente nula, se utilizó un manómetro de mercurio con el propósito de detectar la medición más precisa de dicha propiedad involucrada.

Para medir el flujo de condensado y por lo tanto el flujo de vapor a la entrada, se utilizó una probeta graduada, donde se calculó el tiempo de llenado del condensado, de ésta manera se calculó el caudal del mismo.

Con estos implementos en el aparato se efectuaron tres corr
idas variando las condiciones de las variables de proceso de los fluídos involucrados.

Dichas mediciones fueron utilizadas para calcular un coeficien
te total de diseño que posteriormente fue comparado con un coe
ficiente calculado en forma teórica de donde finalmente se de
dujo un coeficiente teórico más óptimo para dicho equipo.

Fig. 8a

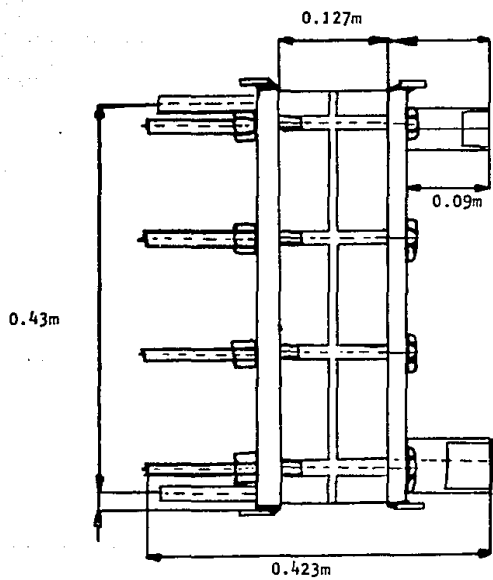
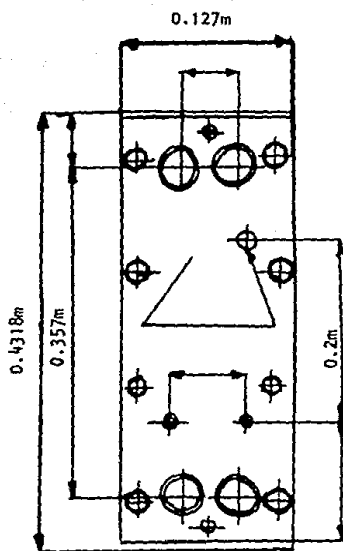


Fig. 8b



GENERALIDADES SOBRE EL EQUIPO

A) Dibujo:

Se da un dibujo con el cambiador de calor. En el se ven las dimensiones principales del cambiador de calor, el arreglo de placas y la información necesaria, según las dimensiones del cambiador de calor.

Como ejemplo, se ve el dibujo de una unidad cambiador de agua que consiste en la placa de presión, un marco y 34 placas + 2 placas finales.

Este Diagrama muestra que:

- El agua entra a través de la conexión t_2 en la placa de presión t , y sale por S_4 , en el marco.
- El vapor entra a través de S_1 en el marco, y el condensado sale por t_3 en la placa de presión. (Fig. 9)

La placa que se encuentra lo más cerca del marco, es llamada Placa Final I (35) y la No. 36, Placa Final II.

Las placas finales no participan en la transferencia de calor entre los líquidos.

B) Placas:

El diagrama de placas Fig. 10 muestra que el líquido se hace diagonalmente a la placa. Las placas llamadas A tienen una entrada y salida arriba a la izquierda y abajo a la derecha respectivamente cuando se ven en el sentido de la flecha D (el líquido es representado con flecha hueca). Las entradas y salidas de las placas B, se encuentran arriba a la derecha y abajo a la izquierda respectivamente.

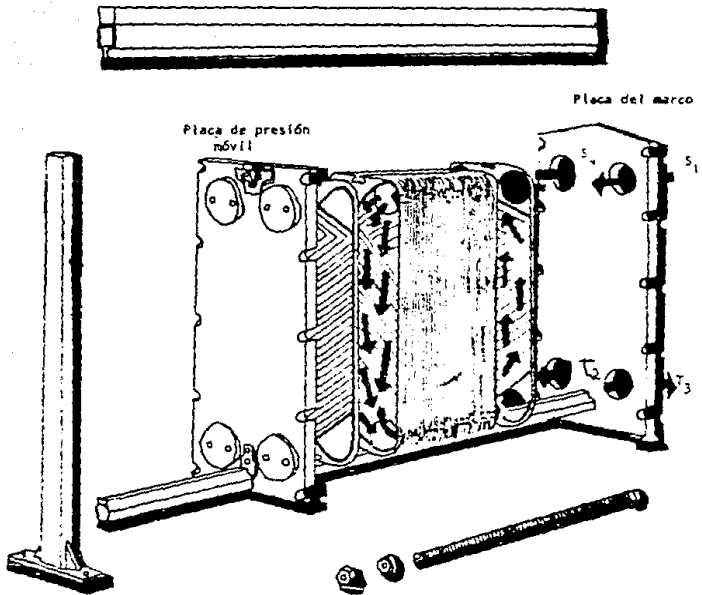


Fig. 9 Dibujo del equipo utilizado.

La diferencia entre las placas A y B se ve en la figura 10.

En el cambiador de calor las placas se montan alternativamente A y B.

C) Numeración:

Cada placa tiene un número C arriba. Este es el número de la posición de la placa, y deberá especificarse al pedirse otra placa. También están el año de la manufactura "D" y el grado del material "E".

D) Montado:

Atornille el cambiador de calor a una base o soleras según los requerimientos.

Conección de Tubos

Todas las conexiones de tuberías al cambiador de calor deben tener válvulas de cierre. Los tubos deben ser colocados de tal manera que la expansión térmica no dañe el cambiador de calor.

Cuando se montan tubos, por ejemplo; en la placa de presión, debe de calcularse la tubería, para que su expansión no dañe las conexiones.

Cuando la placa de presión está provista de conexiones se pueden quitar para permitir quitar la placa de presión, cuando se quiere desarmar la unidad.

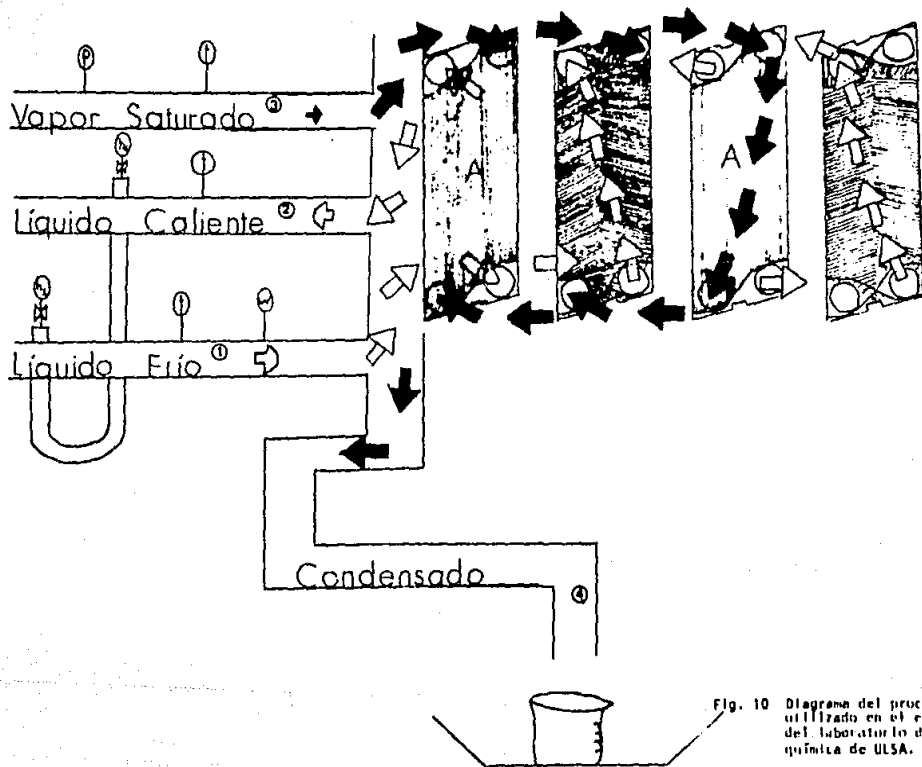


Fig. 10 Diagrama del proceso utilizado en el equipo del laboratorio de química de ULSA.

E) Montado:

La distancia normal entre el marco y la placa de presión es colocada en el diagrama de ensamble.

El montado puede hacerse sobre una tubería y que quede el cambiador al aire, o bien depositar el cambiador en el piso, dependiendo de los requerimientos de la industria o de la fábrica.

F) Desensamble:

Remueva las conexiones de la tubería en la placa de presión y afloje el perno. La placa se puede sacar para revisión o límpieza.

G) Junta de Fibra de Asbesto:

Desmantelando la placa con la fibra de asbesto debe ser sacada con mucho cuidado, de lo contrario la superficie de la junta puede dañarse y se tiene que cambiar. El cemento fijador tiende a hacerse blando a altas temperaturas en un intercambiador de calor, por ésta razón deberá conservarse el mismo frío a 50°C ó un valor inferior.

La placa puede ser numerada con una marca de pintura cuando la placa es desarmada para la limpieza o para revisión.

Esto facilita el montaje de las placas como estaban originalmente.

H) Limpieza:

Las placas pueden ser limpiadas de muchas formas ya sea con agua a presión o manual, se debe tener cuidado de no dañar la junta de fibra de asbesto.

No se deben usar cepillos de acero u objetos similares. Las placas pueden ser limpiadas manualmente con una solución de sosa, o una solución de agua y detergente, y luego con un chorro de agua fría.

I) Lubricantes:

Para ésta, limpiar los pernos y engrasarlos con grasa protectora. Aceite los rodillos de la placa de presión.

J) Localización de Fallas:

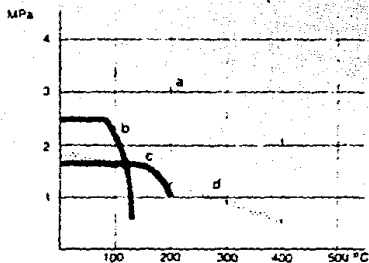
La caída en la eficiencia del intercambiador de calor reduce la transferencia de calor.

Abra la placa del intercambiador de calor y revise la superficie de transferencia de calor, para ver si se han formado depósitos de lodo, deberán ser removidos de una manera mecánica o química.

Cuando el flujo de agua es visible en la parte de afuera de la placa: Esta falla es debida a la junta de fibra de asbesto y se puede solucionar el problema cambiando dicha junta.

Parte de un líquido pasa sobre otro líquido. Esto se nota cuando el flujo de entrada de un líquido no es el mismo a la salida, lo que indica la presencia de agujeros o grietas en una de las placas.

- Condiciones máximas de temperatura y presión para el Camb
dor de Placas. (Fig. 11)



- a) Cambiadores de calor
con empaque de caucho.
- b) Cambiadores de calor
con empaque de fibra.
de asbesto comprimido.
- c) Cambiadores de calor
en espiral.

Inspección, mantenimiento y reparación del I.C.

		I.C.P.
- Inspección	una cara	a
por suciedad	dos caras	a
- Inspección	una cara	b
por fuga	ambas caras	b
- Inspección	una cara	a
por corrosión	ambas caras	a
- Limpieza	una cara	a
química	ambas caras	a

a: muy buena

b: aceptable

Cambiadores de Calor de Placas

OBJETIVOS:

El alumno manejará e identificará las partes principales de un cambiador de calor de placas.

El alumno tomará los datos necesarios de temperatura, flujo y presión a la entrada y salida de ambos flujos.

El alumno aplicará los balances de energía para obtener un coeficiente de transferencia de calor experimental

El alumno utilizará correlaciones propuestas para la obtención de un coeficiente de transferencia de calor teórico el cual deberá ser muy semejante al experimental.

El alumno obtendrá las caídas de presión del lado líquido en el cambiador de calor de placas.

Fundamentos Teóricos

Después de haberse realizado diseños importantes sobre los cam
biadores de placas, se observa un receso en la elaboración de
los mismos y las aportaciones para crear diseños van siendo
más escasas.

En estos últimos años son pocos los que han publicado métodos
de diseños para cambiadores y en particular para condensadores,
quizá esta actitud sea comprensible, ya que la producción e in
vestigación de los cambiadores de placas está en manos de unas
cuantas empresas, por lo que es obvio comprender que las apor
taciones importantes que ellos pudieran crear, debido a la
exhaustiva investigación que en estas industrias se realiza,
tengan aplicación dentro de la misma empresa.

Son estos antecedentes lo que nos hace pensar, que estas inn
vaciones no pueden ser publicadas dada la política hermética
que impera cuando se presentan estudios importantes en ella.

Así vemos como en la actualidad, sólo esporádicamente se han
publicado alguna que otra correlación para los coeficientes de
transferencia de calor como para el cálculo de caídas de pre
sión.

Sin embargo hay algunas industrias o asociaciones que reportan
métodos de cálculo y que tienen un alto grado de confiabilidad,
tal es el caso del Instituto Americano de Ingenieros Químicos
(AICHE) que reporta un método bastante completo para el dise
ño de condensadores.

En este método no se podrá justificar el uso de algunas ecuaciones, ya que los autores no explican de donde proceden estas, sólo aclaran que el método puede ser usado para gran número de placas sin importar el material, tamaño y forma; y con rangos de temperatura, presión y flujo bastante considerable teniendo buenos resultados para el diseño.

a) Coeficiente de transferencia de calor.

La tendencia general para el lado del fluido líquido ha sido el uso de ecuaciones del tipo de Nusselt.

Para el lado del vapor condensante es satisfactoria la correlación de Ananiev.

Como se verá posteriormente en el algoritmo de cálculo estos coeficientes están agrupados en el coeficiente global de transferencia de calor junto con los factores de ensuciamiento de los fluidos involucrados en el proceso y las características de la placa.

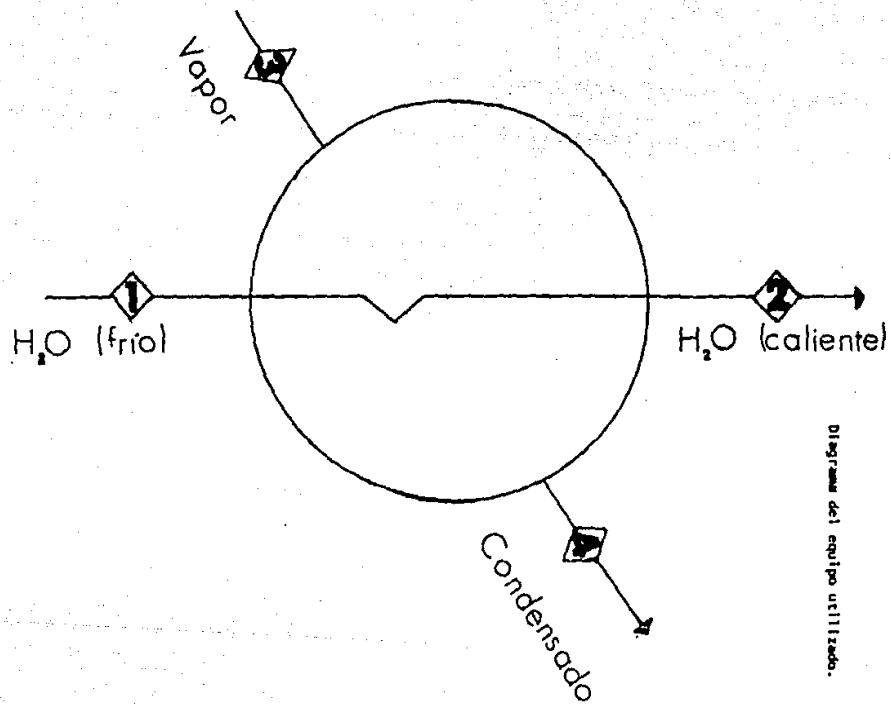


Diagrama del equipo utilizado.

Algoritmo

1.- El desarrollo del método es el siguiente:

- a) Obtener las propiedades físicas de los fluídos de proceso.
- b) Obtener las propiedades de los fluídos a las temperaturas de entrada y salida. Las propiedades más importantes son: densidad, capacidad calorífica, viscosidad y conductividad térmica.
- c) Es conveniente obtener las propiedades a una temperatura pro medio.

2.- Seleccionar el tipo de placa:

- a) Elegir que tipo de placa se desea usar, poniendo principal atención al tipo de corrugación, ya sea sardineta o lavadero en cualquiera de sus formas.

3.- Selección del tipo de placa:

Al elegir el tipo de placa obtenemos datos como: ancho, largo, espaciamiento, superficie de transferencia, conductividad térmica, etc.

Estos datos son proporcionados por el fabricante.

4.- Cálculo de la carga térmica:

4.1) Obtener flujos de entrada del vapor y el líquido.

- Flujo de vapor (condensado) $Q = W (H_3 - H_4)$

- Flujo frío $Q = wCp \Delta T$

5.- Cálculo de la LMTD:

F. vapor	F. frío	T
T_3	T_1	Δt_1
T_4	T_2	Δt_2

$$LMTD = \frac{t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

6.- Calcular la eficiencia teórica del cambiador de calor.

7.- Calcular el coeficiente global de transferencia de calor experimental por medio de la ecuación.

$$U = \frac{Q_q}{A LMTD}$$

8.- Cálculo del flujo del líquido por área.

(Masa velocidad del líquido)

$$G = \frac{w}{b s} \quad (\text{AICHE JOURNAL})$$

9.- Cálculo del Número de Prandtl:

$$Pr = \frac{C_p m}{k}$$

10.- Cálculo del Número de Reynolds:

$$Re = \frac{G dh}{m} \quad \rightarrow \quad dh = \frac{4x b x s}{2(b+s)} = \frac{4x \text{ área de flujo}}{\text{Perímetro húmedo}}$$

Si $b \gg s$, entonces $2(b+s) = 2b$

$$\text{por lo tanto } dh = \frac{4x b x s}{2x b} = 2x s$$

11.- Cálculo del coeficiente de transferencia de calor para el lado líquido.

a) Cooper reporta la siguiente ecuación:

$$\frac{hf dh}{K} = 0.160 (Re)^{0.62} (Pr)^{0.4}$$

(AICHE JOURNAL)

b) Marriott obtiene una ecuación para flujo turbulento.

$$Nu = a Re^b Pr^c$$

$$a = 0.15 - 0.40$$

$$b = 0.65 - 0.85$$

$$c = 0.30 - 0.45$$

$$d = 0.05 - 0.2$$

$$h = \frac{Nu K_p}{d_h}$$

(AIChE JOURNAL
75, Vol. 5 1970)

c) Jackson y Troupe proponen una ecuación para flujo laminar.
(Fig. 13).

12.- Cálculo del coeficiente de transferencia de calor para el vapor.

a) Ananlev propone la siguiente ecuación con resultados satisfactorios.

$$h = hf \left(\frac{Pf}{Pm} \right)^{1/2} \quad \left(\text{AIChE JOURNAL} \right. \\ \left. 138 \text{ Vol. 70, 1974} \right)$$

13.- Obtener el coeficiente global de transferencia de calor.

$$U_L = \frac{1}{1/h_f + 1/h + e/k_p} \quad \left(\text{AIChE JOURNAL} \right. \\ \left. 60 \text{ Vol. 3, 1973} \right)$$

$$U_c = \frac{1}{1/U_L + R_{d,vap.} + R_{d(liq)}}$$

14.- Caída de presión del fluido líquido.

Una vez que coincidan ambos coeficientes; el Teórico y el Experimental, calculamos la caída de presión de dos maneras:

a) Teórica: De acuerdo a la ecuación de Fanning ya descrita en el capítulo 5 (Caída de Presión).

b) Experimental: Con un manómetro diferencial de mercurio en forma de "U" se calcula la caída de presión.

Finalmente se comparan las caídas de presión y se ven si coinciden ambas.

Técnica de operación

- 1) Se ajustan las placas, atornillando lo mejor posible la placa móvil.
- 2) Se abre la válvula que controla la tubería de agua de enfriamiento.
- 3) Se abre la válvula que controla la tubería de vapor saturado.
- 4) Se mide la cantidad de vapor que entra mediante el flujo de condensado, se aconseja medir éste por medio de una probeta graduada en intervalos de quince a veinte minutos.
- 5) Tomar la lectura de las variables de proceso en cada corrida.
- 6) Medir la caída de presión por medio de un manómetro diferencial de mercurio.

Trabajo Posterior a la Realización de la Práctica

El Alumno entregará al Profesor lo siguiente:

- a) La hoja de datos obtenidos en la práctica.
- b) Efectuar por lo menos tres corridas en el equipo.
- c) La cantidad de calor de ambos fluídos.
- d) La eficiencia del cambiador.
- e) El coeficiente global experimental.
- f) El coeficiente global teórico.
- g) La caída de presión teórica.
- h) La caída de presión experimental.

CALCULO TEORICO Y EXPERIMENTAL DEL COEFICIENTE GLOBAL
DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y DE LA CAIDA DE PRESION
EN LA FASE LIQUIDA

VARIABLES DE PROCESO UTILIZADAS EN LAS TRES CORRIDAS

<u>CORRIDAS</u>	t_1 () °C	t_2 () °C	T_1 () °C	T_2 () °C	W (l/seg)	W (l/seg)	h (mm Hg)	h (mm Hg)
					$\frac{1}{1}$	$\frac{4}{4}$	$\frac{1}{1}$	$\frac{2}{2}$
A)	17	52.5	101	20	0.3072	0.0188	22.7	21
B)	17	61.0	113	20	0.3141	0.0233	23.0	21
C)	17	47.0	99	18.5	0.2803	0.1478	22.5	21

PROPIEDADES FISICAS INVOLUCRADAS EN LAS TRES CORRIDAS

CORR.	FASES	RANGO (°C)	T.prom.	DENSIDAD (Kg/l)	CAPACIDAD CALORIFICA (Kcal/Kg °C)	VISCOSIDAD (Kg/m seg)	CONDUCTIVIDAD TERMICA (Kcal/hm °C)
A	(L)	17 - 52.5	35	0.99406	0.99859	0.0007225	0.5364
	(V)	101	-	0.0005976	-	-	-
	(C)	20	-	0.99823	-	-	-
B	(L)	17 - 61	39	0.99263	0.99866	0.0006685	0.5422
	(V)	113	-	0.000897	-	-	-
	(C)	20	-	0.99823	-	-	-
C	(L)	17 - 47	32	0.99506	0.99861	0.0007679	0.5362
	(V)	99	-	0.0005753	-	-	-
	(C)	18	-	0.99843	-	-	-

A) PRIMERA CORRIDA
 1) Cálculo Experimental

1.1) Conocidas las propiedades físicas de los fluidos involucrados, y las características de la placa se procede a continuar el algoritmo.

1.2) Cálculo de el LMTD

Fluido Caliente	Fluido Frio	ΔT
101	52.5	48.5
- 20	17	3
-----	-----	
81	35.5	

$$LMTD = 16.3495$$

1.3) Cálculo del flujo de calor

* Gasto másico frío:

$$G = w_{1p} = 0.3053 \text{ Kg/seg} = 1099.08 \text{ Kg/hra}$$

* Flujo de calor ganado: $Q_g = GC_p \Delta T_1 = 10.9228 \text{ Kcal/seg}$

* Gasto másico caliente: $G_1 = W_{1p} = 0.01876 \text{ kg/seg}$

* Entalpias del vapor y líquido

$$H_{3(g)} = 641.986 \text{ Kcal/Kg}$$

$$H_{4(l)} = 20.024 \text{ Kcal/Kg}$$

* Flujo de calor perdido: $Q_p = G_1 (H_3 - H_4) = 11.6680 \text{ Kcal/seg}$

* Eficiencia térmica: $Q_d = Q_g - Q_p = 0.8452 \text{ Kcal/seg}$

$$* n = (1 - Q_d/Q_g)(100)$$

$$* n = 92.19\%$$

1.5) Coeficiente Global de Transferencia de Calor

$$* Q_g = U A LMTD$$

$$* U = Q_g / A LMTD = 0.6084 \text{ Kcal/seg m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$* U = 2190 \text{ Kcal/hra m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

1.6) Cálculo de la Caída de Presión
(Únicamente en la fase líquida)

$$\Delta P_L = h_1 - h_2 (\rho_{H_2O} - \rho_{H_2O}) \text{ g/gc} \quad 2$$

$$\Delta P_L = 0.0017\text{m} (13545.8 - 994.06) \text{ Kg/m}^3 \quad (\text{g/gc})$$

$$\Delta P_L = 0.002133 \text{ Kg/cm}^2$$

2.) Cálculo Teórico
 (METODO DE COOPER)
 AICHE Journal 138, Vol. 70, 1974

2.1) Coeficiente Individual de Transferencia de Calor en la Fase Líquida.

$$* G_2 = G/b_s = 2, 884, 724.4 \text{ Kg/ hra } m^2$$

$$* Re = G_2 dh / \mu = 6654.5$$

$$* Pr = Cp \mu / k = 4.8421$$

Para Flujo Turbulento

$$a.) h_c dh / k = 0.16 (Re)^{0.42} (Pr)^{0.4}$$

$$h_c = 6306.70 \text{ Kcal/hra } m^2 \text{ } ^\circ C$$

b.) Usando la Ecuación de Marriotti:

$$Nu = 0.15 (Re)^{0.55} (Pr)^{0.3}$$

$$h_m = Nu k / dh$$

$$h_m = 6573.06 \text{ Kcal/ hra } m^2 \text{ } ^\circ C$$

2.2) Coeficiente Individual de Transferencia de Calor de la Fase Gaseosa

Usando la ecuación de Ananiev

$$h = h_c (p_L / p_m)^{0.25} \quad p_m = (p_v + p_c) / 2$$

$$a) h = h_c (p_L / p_m)^{0.25}$$

$$h = 8897.70 \text{ Kcal/ hra } m^2 \text{ } ^\circ C$$

$$b) h_s = h_m (p_L / p_m)^{0.25}$$

$$h_s = 9277.68 \text{ Kcal/ hra } m^2 \text{ } ^\circ C$$

2.3) Coeficiente Global de Transferencia de Calor

$$U_c = 1 / (1/h_1 \text{ "ó"} 1/h_2 + 1/h_3 \text{ "ó"} h_m + e/K_p)$$

$$U_L = 1 / (1/U_c + R_{d(L)} + R_{d(v)})$$

$$U_L = 2393.25 \text{ Kcal/ hora m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$U_{L(m)} = 2458.55 \text{ Kcal/ hora m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2.4) Cálculo de la Caída de Presión (Fase líquida)

$$P = f_p (4L/dh) (G^2/2\rho_L g)$$

$$f_p = A (Re)^{-N}$$

$$A = 28.8 (B/Y - 2)^{0.3333} (\tan \beta)^{1.33}$$

$$B = 0.2609 + 0.7391 (2H/B)^{2.0}$$

$$\beta = 1.0718 - 0.0718 (2H/B)^{-2}$$

$$N = 0.38 (B/Y - 2)^{0.125}$$

Tipo de Placa	H(in)	B(in)
<45> triangular	0.375	0.75

Efectuando las ecuaciones dadas:

$$B = 1$$

$$N = 0.5317$$

$$A = 0.2462$$

$$Y = 0.1181 \text{ in}$$

$$\beta = 1$$

Finalmente se obtiene la caída de presión

$$\Delta P_L = 0.002 \text{ Kg/cm}^2$$

(Se utiliza el mismo procedimiento para calcular las dos corridas restantes)

TABLA DE COEFICIENTES GLOBALES (Kcal/hm²°C)

CORRIDAS	EXPERIMENTALES	TEORICAS	
		COOPER	MARRIOT-COOPER
A	2190.70	2393.25	2458.55
B	2637.48	2449.42	2517.05
C	1900.94	2291.56	2339.43

TABLA DE CAIDAS DE PRESION (Kg/cm²)
(Fase Liquida)

CORRIDAS	ΔP (EXPERIMENTAL)	ΔP (TEORICA)
A	0.002133	0.0020
B	0.002510	0.002088
C	0.001882	0.001684

7.- COMPARACION DE CAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS Y DE TUBOS

COMPARACION DE CAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS Y DE TUBOS

Si se desea comparar un cambiador de placas y un tubular, existe un cierto número de criterios que permiten seleccionar el mejor tipo de cambiador que se debe utilizar. Estos criterios son los siguientes:

1.- Para los intercambios líquido-líquido y líquido-vapor, el cambiador de calor de placas dará en general coeficientes de transferencia global más elevados, y en la mayoría de los casos, la pérdida de calor correspondiente no será más elevada que el tubular.

2.- En un cambiador de placas el LMTD es más grande.

3.- Coeficientes de transferencia altos: Debido a la trayectoria que sigue el fluido sobre las corrugaciones, hace que éste lleve una velocidad grande proporcionando así que se tengan coeficientes grandes y por lo tanto tendremos una mejor transferencia de calor.

4.- El hecho de las restricciones aportadas a las dimensiones de los tubulares y de los cambiadores de placas es generalmente difícil de obtener uno de placas económico el cual pueda tratar grandes cantidades de fluido de considerable densidad.

5.- Para un cambiador de placas el terreno ocupado por éste es considerablemente inferior al de un cambiador tubular. La construcción de uno de placas es sumamente sencilla, ya que lo que hay que hacer para armarlo, es introducir las placas dentro de las barras guías y apretarlas por medio de pernos.

6.- Desde un punto de vista puramente mecánico, el pasaje entre dos placas no presenta la estructura óptima y las placas unidas no son capaces de resistir presiones excedentes de 30 Kg/cm^2 .

7.- La construcción simple de los equipos de placas hace que el mantenimiento sea fácil, rápido y eficaz para el operario, ya que debido a que todas las placas pueden ser removidas, su limpieza se facilita enormemente usando simplemente un trapo y una solución química que quite la incrustación.

8.- Se ha comprobado que un cambiador de placas es más económico, que cualesquier otro tipo de equipo de transferencia que esté dentro de los rangos de operación del cambiador de placas.

B.- CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

Los investigadores con el afán de crear nuevos equipos tratan de conjuntar todas las variables posibles que intervienen en el diseño de un cambiador de calor de placas, y al realizar estas investigaciones podemos observar como aparecen diseños más confiables ya que la estructura que los respalda, tiene base en un concienzudo análisis de todo el proceso en general, y que propicia que los equipos creados satisfagan las necesidades de proceso a las que son sometidos.

El método de diseño con el cual se llevaron a cabo los cálculos para el cambiador de calor de placas es el resultado de la aportación de compañías tales como Alpha-Laval que cuentan con gran experiencia y un alto grado de confiabilidad, además de métodos de cálculo respaldados por el AICHE-JOURNAL, AICHE SYMPOSIUM SERIES; en particular el Método de Cooper para procesos en dos fases, y el Método de Buonopane para caídas de presión en el líquido.

Dicha metodología se obtuvo de la literatura más moderna que se pudo obtener y es una gran aproximación al diseño de cambiadores de calor de placas y en la actualidad.

Hoy en día vemos como a pesar de sus limitaciones, ha entrado a formar parte de una gran variedad de industrias, ya que en sus límites de operación trabaja con gran versatilidad y eficiencia, además de que su bajo costo con respecto a los cambiadores existentes lo hace un equipo muy atractivo y por lo tanto de gran aceptación.

A P E N D I C E
(Los subíndices indican una determinada corriente)

G	= Flujo másico	Kg/hra
w_1	= Flujo volumétrico	l/seg
w_2	= Flujo volumétrico	l/seg
L	= Líquido	
V	= Vapor	
C	= Condensado	
Re	= Número de Reynolds	
Pr	= Número de Prandtl	
K	= Conductividad térmica del fluido	Kcal/hra m °C
c_p, c_p	= Capacidad calorífica ó calor específico	Kcal/Kg °C
ρ	= Densidad del fluido	Kg/l
ρ_v	= Densidad del vapor	Kg/l
ρ_c	= Densidad del condensado	Kg/l
ρ_L	= Densidad del líquido	Kg/l
ρ_{Hg}	= Densidad del mercurio	Kg/m ³
ρ_{agua}	= Densidad del agua	Kg/m ³
h	= Coeficiente de transferencia de calor del flujo gaseoso	Kcal/hra m ² °C
h_L	= Coeficiente de transferencia de calor del flujo líquido	" " " "
U	= Coeficiente Total de transferencia de Calor	" " " "

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

h_1	= Altura de la columna de mercurio a la entrada del líquido frío	mm de Hg
h_2	= Altura de la columna de mercurio a la salida del líquido caliente	mm de Hg
m	= Viscosidad	Kg/m seg
b	= Ancho de placas	m
s	= Espaciamiento entre placas	m
H_3	= Entalpía del vapor a la entrada	Kcal/Kg
H_4	= Entalpía del líquido saturado	Kcal/Kg
k_p	= Conductividad Térmica de la placa	Kcal/h m °C
Rd_v	= Factor de obstrucción en el flujo gaseoso.	
Rd_L	= Factor de obstrucción en el flujo líquido.	
g/g_c	= 1	

BIBLIOGRAFIA

- 1.- Buonopane R.A.; Troupe, R.A. (July 1969)
A study of the effects of internal rib and channel geometry
in rectangular channels.
Part 1. Pressure drop
AICHE JOURNAL Vol. 15, 4 p. 585 - 596
- 2.- Cambiadores de Calor Compactos.
Publicación Alfa Laval, S.A. de C.V.
- 3.- Cooper, A. (1975)
Condensation of steam in plate heat exchanger
AICHE SYMPOSIUM SERIES
heat Transfer research and design.
Vol. 70, No. 138 p. 172 - 177
- 4.- Donald Q. Kern
Procesos de Transferencia de Calor
CIA EDITORIAL CONTINENTAL, S.A. de C.V.
Decimoctava impresión, noviembre de 1984.

5.- Laminar Flow in a Plate Heat Exchanger

B.W. Jackson and R.A. Troupe
Chemical Engineering Progress,
(Vol. 60, No. 7)
July 1964

6.- John H. Perry

Chemil Engineer's Handbook
Chemical Engineering Series