

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería

Diagnóstico y optimización del diseño del sistema de  
enfriamiento de un electrolizador industrial para producción de  
Hipoclorito de Sodio

Guatemala  
2007



Diagnóstico y optimización del diseño del sistema de  
enfriamiento de un electrolizador industrial para producción de  
Hipoclorito de Sodio

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería

Diagnóstico y optimización del diseño del sistema de  
enfriamiento de un electrolizador industrial para producción de  
Hipoclorito de Sodio

Trabajo de investigación presentado por  
Otoniel Rodrigo González Rivas  
Para optar al grado de Licenciado en Ingeniería Mecánica

Guatemala  
2007

## ÍNDICE

	Página
PREFACIO.....	v
LISTA DE GRÁFICOS.....	viii
RESUMEN.....	ix

### Capítulos

I. Introducción.....	1
II. Descripción general del proceso de electrólisis.....	3
III. Teoría de los componentes del sistema de enfriamiento.....	4
A. Torres de enfriamiento.....	4
B. Compresores recíprocos.....	9
1. Cigüeñal.....	12
2. Bielas.....	12
3. Pistón.....	13
4. Válvulas de refrigerante en los cilindros.....	13
5. Culata del compresor.....	13
6. Cáster del compresor.....	14
7. Compresores semiherméticos accesibles.....	14
8. Anillo obturador del eje.....	14
C. Dispositivos de expansión.....	15
D. Intercambiadores de calor.....	16
1. Intercambiadores de placas.....	17
a. Ventajas de los intercambiadores de placas.....	18
b. Desventajas de los intercambiadores de placas.....	19
IV. Conceptos básicos de refrigeración y transferencia de calor.....	19
A. Transferencia de calor en tuberías.....	19
1. Conducción.....	19
2. El concepto de resistencia térmica.....	20
3. Convección.....	23
4. Número de Nusselt.....	24
5. Clasificación de los flujos de fluidos.....	26
a. Flujo viscoso en comparación con el no viscoso.....	26
b. Flujo interno en comparación con el externo.....	27
c. Flujo compresible en comparación con el incompresible.....	27
d. Flujo laminar en comparación con el turbulento.....	27
e. Flujo natural (o no forzado) en comparación con el forzado.....	28

f. Flujo estacionario en comparación con el no estacionario (transitorio).....	28
g. Flujos unidimensionales, bidimensionales y tridimensionales.....	28
1. Capa límite de la velocidad.....	29
a. Número de Prandtl.....	30
2. Flujo Laminar y turbulento.....	31
3. Número de Reynolds.....	32
4. Flujo turbulento en tubos.....	33
A. Desempeño de los sistemas de refrigeración.....	35
1. Ciclo teórico de compresión de una sola etapa.....	35
V. Componentes y disposición del sistema de enfriamiento.....	36
A. Análisis termodinámico del sistema actual.....	38
B. Propuesta y análisis termodinámico del nuevo diseño.....	46
C. Requerimiento actual y ampliaciones.....	51
VI. Conclusiones y recomendaciones.....	51
VII. Bibliografía.....	52

## LISTADO DE ILUSTRACIONES

Figura	Página
1. Modelo de alimentación continua de salmuera NaCl a una celda electroquímica de membrana conductora iónica impermeable al agua...	4
2. Vista lateral de un intercambiador de placas en el que se muestra el nombre de cada componente.....	17
3. Vista delantera de un intercambiador de placas en el que se muestra el nombre de cada componente.....	17
4. Modelo de un conjunto de placas intercambiadores de calor montadas en paralelo.....	18
5. Esquema del ciclo teórico de compresión del vapor en una sola etapa.....	35
6. Sistema de enfriamiento a través de un intercambiador de calor de placas semi-soldadas.....	38
7. Diagrama de presión-entalpía para el refrigerante R-22.....	44
8. Diagrama de ubicación de válvulas en el sistema de Enfriamiento.....	45
9. Diagrama de la propuesta del nuevo diseño del sistema de enfriamiento de un electrolizador industrial para producción de Hipoclorito de Sodio.....	46
10. Diagrama de modificación a los enfriadores centrífugos.....	51

## Resumen

En la tesis *Diagnóstico y optimización del diseño del sistema de enfriamiento de un electrolizador industrial para producción de Hipoclorito de Sodio* busca identificar y dar solución a las condiciones actuales de diseño e instalación de dicho sistema. Esto, con el fin de lograr un aumento en la capacidad de enfriamiento y disminuir costos de operación y mantenimiento del equipo en cuestión, por lo que se propuso un rediseño del sistema, depurando fuentes de ineficiencia y deterioro forzados encontradas, dejando opción a una ampliación futura.

En el área de transferencia de calor, que comprende desde los condensadores de los enfriadores centrífugos hasta la torre de enfriamiento, se detectó un funcionamiento inferior a su máximo potencial, por lo que se determinó que debe reemplazarse la tubería de PVC por una de acero galvanizado recubierta de pintura negra. Pues así, se aumenta su coeficiente de emisividad, logrando aumentar al sistema 6.7 toneladas de enfriamiento.

El sistema de enfriamiento del electrolizador actual que no contempla el aumento de la eficiencia de la transferencia de calor a través de un mayor diferencial de temperaturas, además cuenta con dos bombas subutilizadas, causando gastos mayores de electricidad y mantenimiento. Por lo que se propone aumentar la eficiencia, por medio de un sistema directo empujado por una sola bomba desde los evaporadores, luego por el intercambiador de calor, hasta llegar al tanque amortiguador para alimentar la bomba de manera segura y regresando a los evaporadores con un mayor diferencial de temperatura. Operando el compresor con menor presión, y aumentando 24% la eficiencia global del sistema, lo que a su vez aumenta el volumen de producción.

Finalmente se propone eliminar la válvula de paso alterno de los enfriadores centrífugos, ya que es una fuente constante de ineficiencia, ya que según las condiciones de operación y el costo que representaría su reparación, la mejor opción encontrada fue eliminarla.

# I. Introducción

Esta tesis, presentada como trabajo de graduación, trata del *Diagnóstico y optimización del diseño del sistema de enfriamiento de un electrolizador industrial para producción de Hipoclorito de Sodio*. A lo largo del mismo se identifican y se da solución a las condiciones actuales de diseño e instalación, que son fuentes de ineficiencia y deterioro forzado para los componentes del mismo. Una vez se implementen estas modificaciones, permitirán un aumento en la capacidad de enfriamiento y una disminución en los costos de operación y mantenimiento del equipo.

En primer lugar, se presenta una breve explicación del proceso de electrólisis con especial foco en los puntos de intercambio de calor, de manera que el lector pueda entender la importancia del papel que juega el sistema de enfriamiento dentro de la operación total del electrolizador. Luego, se especifican las condiciones de la instalación actual del sistema de enfriamiento, detallando componentes, disposición de tuberías y equipos, y materiales involucrados en el mismo.

A continuación se presenta una recopilación de los fundamentos teóricos del funcionamiento de cada componente, así como de sus preceptos básicos de diseño e instalación.

Finalmente se propone un rediseño del sistema, que comprende la depuración de las fuentes de ineficiencia y deterioro forzado descubiertas, y las modificaciones pertinentes que conducirán a la optimización de la operación y capacidad de la instalación del sistema de enfriamiento en el marco del requerimiento actual y de posibles ampliaciones posteriores.

La elección de este tema para su desarrollo como trabajo de graduación fue impulsada al identificar un área de oportunidad clara y puntual en un sistema clave de soporte, como es el de enfriamiento, a un electrolizador para producción de hipoclorito de sodio, el corazón de la operación de una planta productora de cloro.

El hecho de lograr optimizar este sistema, puede significar un gran impacto en tres ámbitos de vital importancia para la eficiencia y eficacia operativa de la industria en cuestión. Estos ámbitos son la capacidad, el costo y la confiabilidad de la operación.

Es crucial contar con una capacidad de enfriamiento mayor a la necesidad actual. En primer lugar porque esto permitirá operar más holgadamente y sin sobreesforzar los equipos, y en segundo, porque facilitaría en gran medida cualquier ampliación futura que se requiera.

El bajo costo de operación y mantenimiento de una planta de producción siempre representará una ventaja competitiva. Esto se puede traducir en el aumento de la eficiencia de los equipos que la componen. Si se eliminan las condiciones que merman la eficiencia y provocan gastos innecesarios de mantenimiento debido a deterioro forzado, el costo global de producción se verá favorecido.

Por último, una línea de producción debe ser confiable. Debe poder entregar lo que el mercado requiera en el momento en que lo requiera. Asimismo debe ser segura, para los operadores y para el ambiente. Esto sólo se puede lograr si todos los sistemas y componentes de la línea se encuentran en condiciones óptimas de funcionamiento según sus cánones de diseño, que no den lugar a fallas y paros inesperados; especialmente un sistema de enfriamiento, que permite operar dentro de temperaturas seguras, que no atenten contra la integridad de la máquina, las personas o el medio ambiente.

Para construir el cuadro descriptivo del diseño de la instalación actual, su eficiencia y su capacidad, se recurrió a la verificación física de las mismas en el campo, a la información histórica de las condiciones de operación, a la revisión de planos y hojas técnicas de los equipos constituyentes que la planta tenga disponibles, y a la información que los proveedores de los mismos pudieron facilitar.

Los fundamentos teóricos necesarios se sustrajeron de bibliografía específica relativa a transferencia de calor, termodinámica, refrigeración, mecánica de fluidos, y ciencia de materiales, además de la asesoría de profesionales en la materia.

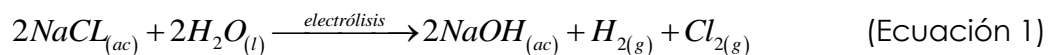
## II. Descripción general del proceso de electrólisis

El ingrediente activo básico del cloro producido en la planta en cuestión es el hipoclorito de sodio. Éste se produce mediante la reacción entre el hidróxido de sodio y el gas cloro, el cual es obtenido mediante un proceso de electrólisis como se explica a continuación.

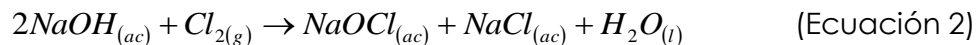
La producción del gas cloro  $Cl_{2(g)}$  se lleva a cabo mediante la electrólisis con celdas de membrana de la disolución de  $NaCl$ , es decir salmuera. Las sales de  $NaCl$  empleadas suelen llevar impurezas que deben ser eliminadas antes de efectuar la electrólisis, en particular iones  $Ca^{2+}$ ,  $Mg^{2+}$  y  $SO_4^{2-}$ , además de otros contaminantes químicos, físicos y biológicos. El proceso de electrólisis con celdas de membrana necesita específicamente que la salmuera utilizada sea de alta pureza, por ello la misma debe pasar por varias fases de filtraciones físicas y químicas, de lo contrario los componentes de la celdas sufrirían gran deterioro, además de producirse una disminución en la eficiencia de la electrólisis.

En las celdas electroquímicas de membrana el cátodo y el ánodo se encuentran separados por una membrana conductora iónica que es impermeable al agua, pero es permeable al paso de iones, lo cual permite la producción de gas cloro e hidróxido de sodio de alta pureza. Estas membranas están hechas de materiales de alta tecnología generalmente con un esqueleto de poliperfluoroetano y con cadenas laterales que contienen grupos polares (sulfatos, carboxilatos), resistentes a las condiciones de electrólisis: pH elevado, presencia de oxidantes fuertes y temperaturas promedio de  $80^{\circ}C$ .

La salmuera se alimenta de manera continua a la celda como se muestra en el Figura 1.1. La reacción global que se da en estas celdas es la siguiente:

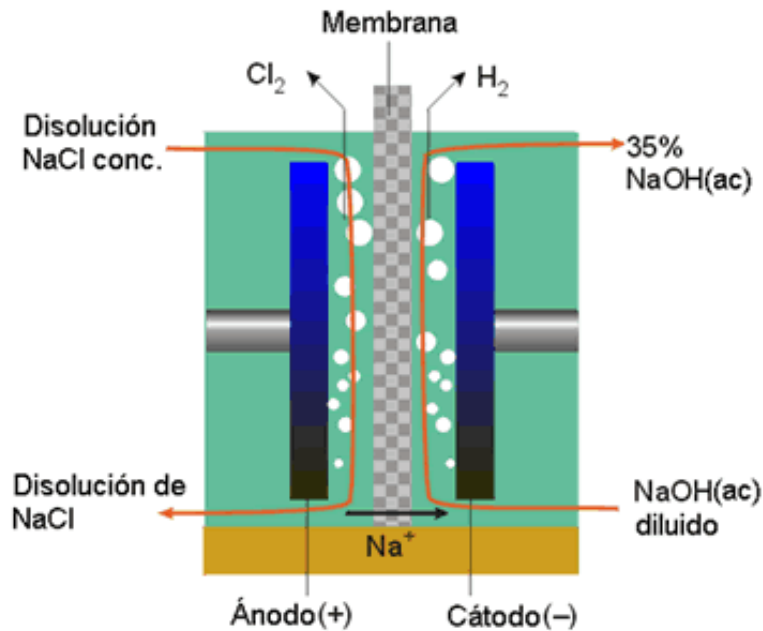


Como puede verse, de la reacción se obtienen dos subproductos útiles,  $NaOH$  y  $H_2$ . Las celdas están diseñadas para separar el cloro molecular de la disolución de hidróxido de sodio y del hidrógeno molecular, para evitar reacciones secundarias como

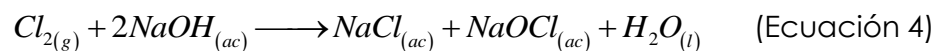


Estas reacciones consumen los productos que se desea obtener y pueden ser peligrosas, ya que la mezcla de  $H_2$  y  $Cl_2$  es explosiva.

Figura 1  
 Modelo de alimentación continua de salmuera NaCl a una celda electroquímica de membrana conductora iónica impermeable al agua



Una vez producido el gas cloro, éste es conducido hacia una torre de reacción donde es expuesto a una disolución fría de hidróxido de sodio, produciéndose el hipoclorito de sodio ( $\text{NaClO}$ ) por medio de la siguiente reacción:



Esta solución se trasiega finalmente hacia tanques de almacenaje, de donde es consumida por la operación de manufactura de cloro como su principal materia prima.

Para evitar la degradación acelerada del Hipoclorito de Sodio, se necesita mantenerlo a una temperatura moderada. En este caso la temperatura ideal sería la promedio ambiente en la localidad, es decir  $26^\circ \text{C}$ . La temperatura a la que ocurre la reacción siguiente es de  $60^\circ$ . De manera que se necesita una reducción de  $36^\circ \text{C}$  en el flujo de Hipoclorito de Sodio, la cual es posible gracias al sistema de enfriamiento del electrolizador.

### III. Teoría de los componentes del sistema de enfriamiento

#### A. Torres de enfriamiento

Una torre de enfriamiento es una estructura cerrada diseñada para enfriar agua por medio de la evaporación de una parte de ellas de una manera controlada y eficiente. Los diseños de las torres se orientan hacia la división del agua en gotas, aumentando de esta manera el área de superficie para la evaporación, en una estructura tan pequeña como sea posible.

Las torres de enfriamiento pueden clasificarse en función de la forma en que hacen circular el aire, ya sea con tiro mecánico o tiro no mecánico. En las torres de tiro mecánico se utilizan ventiladores para desarrollar la presión que haga circular el aire a través de la torre, mientras que en las torres de tiro no mecánico no existe ningún dispositivo específico para inducir su flujo.

En la actualidad subsiste prácticamente sólo un tipo de torre de enfriamiento de tiro no mecánico. Esta es la torre eyectora de enfriamiento. Una aspersion de agua a alta velocidad, dirigida en sentido horizontal, induce el aire de entrada, y lo hace circular a través de la torre, mecanismo que la hace comparable en esencia a las torres de tiro mecánico.

En las torres de tiro mecánico un ventilador permite la circulación de grandes volúmenes de aire a través d un espacio relativamente pequeño, disminuyendo del tamaño de la torre correspondiente a una capacidad requerida determinada. Puesto que el flujo de aire se determina a un valor determinado independiente del viento, la capacidad de la torre puede determinarse con exactitud.

Hay dos tipos de torres de tiro mecánico: las de tiro forzado y las de tiro inducido. La torre de tiro forzado tiene el ventilador situado a la entrada del aire, y la de tiro inducido a la salida del aire.

Los ventiladores pueden ser centrífugos o axiales. Los ventiladores centrífugos crean una presión más elevada y son menos ruidosos que los axiales, y por lo tanto son más adecuados cuando existe una resistencia al flujo de aire a través de la torre, no obstante estos no son recomendados en las instalaciones de tiro inducido, pues el aire húmedo es corrosivo, y debido a su construcción, es difícil evitar su corrosión.

Tanto en las torres de tiro mecánico como en las eyectoras se instalan generalmente eliminadores en la corriente de aire que sale de al torre para captar el agua que de otro modo el aire de descarga transportaría al exterior.

En las torres de tiro mecánico el agua caliente se bombea hasta la parte superior de la torre, donde se rocía hacia abajo mediante boquillas de aspersion,

o se alimenta a un canal que tiene orificios en el fondo, a través de los cuales sale el agua. El espacio dentro de la torre está empacado con un material llamado relleno, el cual tiene la función de aumentar el área superficial de transferencia de calor del agua, y retardar la velocidad del agua que cae. Esto mantiene el agua más tiempo dentro de la torre, aumentando así el efecto de enfriamiento.

Hay dos tipos de relleno: el de salpicadura y el de película. El tipo de salpicadura está constituido por tablillas dispuestas en forma dispersa, sobre las cuales salpica el agua al descender, dividiéndose en gotas. Este tipo de relleno se utiliza en las torres de mayor tamaño. El relleno del tipo de película se diseña para crear una delgada película de agua sobre la superficie del mismo, y se empaca en una disposición muy apretada. El relleno del tipo de película se usa en las torres de menor tamaño.

Las torres de enfriamiento pueden clasificarse en tres tipos según las direcciones relativas del flujo del aire y del agua entre sí. Estos son flujo paralelo, contraflujo y flujo cruzado. En el flujo paralelo tanto el agua como el aire circulan en la misma dirección y sentido, un ejemplo de este tipo de flujo es la torre eyectora. En la disposición a contraflujo el aire y el agua circulan en la misma dirección pero en sentido contrario. Finalmente en las de tipo de flujo cruzado el aire y el agua se mueven en direcciones que forman un ángulo recto entre sí.

El control de la capacidad de las torres de enfriamiento es conveniente tanto para conservar la energía, como para mantener la presión de descarga del condensador, cuando se utilizan válvulas de expansión. Para variar el control de la capacidad de las torres de enfriamiento, se utiliza el ciclado de los ventiladores, o el control de la velocidad de los mismos con motores de dos velocidades. Muchos sistemas tienen unidades de torres múltiples, de manera que las torres puedan ser puestas en acción o detenidas, una a la vez. El control por regulación de compuertas construye otro método eficaz, que a menudo se utiliza en las unidades equipadas con ventiladores centrífugos.

Son tres las causas de la pérdida del agua que circula en una torre de enfriamiento. La primera causa es la evaporación requerida para producir enfriamiento. En una condición típica de operación, por el conjunto torre de enfriamiento y condensador circulan aproximadamente unos 3 GPM por tonelada de refrigeración. En estas circunstancias, se evapora aproximadamente el 1 % del agua para producir el enfriamiento requerido: esto es, un 0.03 GPM por tonelada. La segunda causa de la pérdida de agua es el arrastre de las gotas de agua transportadas hacia afuera por el aire de descarga. Esta cantidad constituye una pequeña fracción de la pérdida por evaporación.

El agua suministrada a la torre de enfriamiento contiene sólidos disueltos. El polvo y la suciedad de los alrededores penetran continuamente en la torre. La pérdida por evaporación da por resultado un aumento de la concentración de sólidos en el sistema, puesto que sólo es el agua la que se evapora. Si sólo se reemplazara la cantidad perdida por la evaporación y el arrastre, la concentración de sólidos alcanzaría un nivel al cual se precipitarían fuera del

agua y sobre las superficies como una capa o incrustación. Esto reduciría la efectividad en la transferencia de calor del condensador. Este problema se maneja mediante la remoción regular del agua del depósito de la torre: A esta remoción de agua se le llama drenado o purga. Esto constituye la tercera causa de la pérdida de agua. Normalmente, la cantidad de agua que se remueve en la purga equivale a la cantidad que se pierde por evaporación. En cualquier caso se deben seguir las recomendaciones de un especialista en tratamiento de agua, acerca de la cantidad de agua que se debe remover cuando se esté ante cualquier duda. Puede ser necesario utilizar otros procedimientos adicionales para evitar las incrustaciones. La reposición de agua necesaria para reemplazar las pérdidas se suministra por lo común mediante una conexión que alimenta agua al depósito de la torre. La cantidad de esta agua se controla con una válvula de flotador instalada en el depósito.

El aire húmedo que sale de la torre está próximo a su condición de saturación. Bajo ciertas condiciones atmosféricas puede enfriarse hasta alcanzar una temperatura que forme niebla.

El tratamiento apropiado del agua constituye un aspecto esencial del sistema formado por la torre de enfriamiento y el condensador, a fin de evitar pérdida de capacidad, deterioro de los componentes, exceso de mantenimiento y desperdicio de energía. El tratamiento del agua puede ser necesario debido a cuatro efectos diferentes: incrustaciones, corrosión, formaciones orgánicas y lodo.

La incrustación es la capa que resulta de la precipitación de los sólidos disueltos contenidos en el agua. Esta incrustación agrega una resistencia térmica a la tubería del condensador y reduce la capacidad de refrigeración del sistema. Algunos tipos de incrustación pueden asimismo causar el deterioro de los materiales. Como se mencionó anteriormente, la purga o drenado se efectúa principalmente con el fin de impedir la formación de incrustaciones. Sin embargo, puede ser necesario utilizar aditivos químicos.

La corrosión es el deterioro de los metales causado por las reacciones químicas. Los componentes de las torres de enfriamiento se hallan sujetos a la corrosión, debido a la presencia del aire, agua, y sustancias en el agua. El control de la corrosión puede llevarse a cabo mediante diferentes métodos, de los cuales puede ser necesario utilizar uno o más.

La corrosión se ve favorecida cuando el agua guarda una condición de acidez. El agua se halla a menudo en una condición ácida en las torres de enfriamiento, debido a que el bióxido de carbono disuelto forma ácido carbónico. Existen otros gases que forman ácidos, en particular en áreas industrializadas contaminadas, por ejemplo, el anhídrido sulfuroso.

La corrosión puede controlarse agregando sustancias químicas que aumenten el pH del agua. El problema en este caso, sin embargo, consiste en que a menudo es necesario elevar el pH hasta un nivel alcalino muy alto, para

eliminar la corrosión por completo. Una situación alcalina acelera la formación de la incrustación.

Este problema se resuelve agregando una sustancia química alcalina, para aumentar el pH hasta alcanzar una condición ligeramente ácida, y enseguida agregar un inhibidor. Este es un producto químico que forma una capa protectora sobre las superficies metálicas. Algunos inhibidores que dan protección contra la corrosión o la incrustación son los cromatos, polifosfatos y nitratos.

Las formaciones orgánicas incluyen algas, lanas y hongos. Éstos pueden causar el deterioro, y, pueden cubrir las superficies de transferencia de calor, reduciendo la capacidad del sistema. Asimismo, son importantes los posibles problemas de salud. Los microorganismos que causan el llamado "mal de los legionarios", se han encontrado en el agua de las torres de enfriamiento. Las formaciones orgánicas se eliminan, por lo general aplicando dosis periódicas de un biocida como el cloro.

El polvo y la suciedad del medio circundante se acumulan gradualmente en el depósito de la torre de enfriamiento en forma de lodo. Este puede removerse mecánicamente efectuando una limpieza periódica. Se debe insistir en que siempre es conveniente contratar los servicios de un especialista en tratamiento de agua.

Es conveniente enfriar el agua del condensador hasta una temperatura tan baja como sea práctico, puesto que las temperaturas más bajas significan menos potencia requerida por el compresor. En realidad el agua se enfría hasta cerca de unos 3 a 5° C de la temperatura de bulbo húmedo del aire entrante. La diferencia entre la temperatura de bulbo húmedo del aire entrante y la del agua que sale se llama aproximación de la torre. El número de grados que el agua se enfría se llama cobertura o escala de la torre. La capacidad de la torre, llamada la carga, es desde luego, el calor de rechazo del condensador, si la torre se utiliza en una planta de refrigeración por compresión de vapor.

Muchas de las maneras específicas de reducir al mínimo el consumo de energía relacionado con los condensadores y torres de enfriamiento, se basan en mantener la presión de condensación tan baja como sea práctico, sin causar problemas de operación. Algunas de las siguientes sugerencias dependen de esta condición:

- Mantener limpias las superficies de transferencia de calor, mediante el tratamiento del agua y un mantenimiento apropiado.
- Comparar la potencia requerida para los condensadores enfriados por aire, con la potencia que requieren los condensadores evaporativos o los enfriados por agua.
- Utilizar en las torres de enfriamiento métodos de control de capacidad, que disminuyan la potencia requerida por los ventiladores.

- Seleccionar condensadores y torres que tengan una gran área de superficie de transferencia de calor. Diseñar el sistema para el subenfriamiento del líquido.
- Evitar la acumulación de gases no condensables en el condensador, o proceder a su purga.

Con frecuencia, un sistema de refrigeración se encuentra en una instalación en la cual se necesita, asimismo, energía térmica. En estas situaciones, debe aprovecharse el calor de rechazo del condensador, puesto que sustituye el uso de combustibles costosos y no renovables.

A menudo es necesario calentar aire con fines de calefacción y aire acondicionado, así como calentar agua para los servicios internos. En algunos casos, la cantidad de calor o la temperatura de que se dispone tomada del condensador de refrigeración, puede tener que ser complementada, pero su uso parcial puede aún resultar en una economía general.

Hay diversos métodos y tipos de equipos para aprovechar el calor del condensador, y en cada instalación se tiene una solución particular. Para recuperar el calor procedente de los condensadores u otras fuentes, se utilizan arreglos o dispositivos especiales, como condensadores de doble haz, serpentines envolventes, ruedas térmicas y tubos térmicos.

Cuando se trata de condensadores enfriados por agua, una solución sencilla consiste en enviar el agua caliente del condensador directamente a un intercambiador para la recuperación del calor, para calentar aire o agua, según se requiera. Cuando no se necesita el calor, una parte o toda el agua del condensador se envía a la torre de enfriamiento de la manera normal. Esta disposición tiene una gran desventaja, debido a que el agua del condensador, expuesta a veces a la atmósfera a través del circuito de la torre de enfriamiento, puede contaminarse lo suficiente como para ensuciar considerablemente la superficie del intercambiador de recuperación del calor.

Un medio de evitar la contaminación del agua del condensador, consiste en utilizar filtros de agua finos, en el circuito del condensador y la torre de enfriamiento. Estos pueden, sin embargo, obstruirse rápidamente y requerir, entonces, la limpieza por reflujo del agua.

Otra solución del problema de la contaminación, consiste en utilizar un condensador de doble haz. Este condensador contiene dos juegos de tubos para el agua de condensación, cada uno con suficiente superficie para manejar el calor total de rechazo. Un juego se conecta al circuito de la torre de enfriamiento y el otro al cambiador de calor. Cuando se requiere recuperar calor se utiliza el circuito del intercambiador. Puesto que este circuito de agua está cerrado, se evita la contaminación. Desde luego, el mismo resultado puede obtenerse utilizando dos condensadores por separado.

## B. Compresores recíprocos

El compresor se considera el corazón de un sistema de refrigeración. La definición más simple de un compresor es la de bomba de gas. El compresor en realidad hace subir la presión en el sistema desde el nivel de la presión de aspiración hasta el nivel de la presión de descarga. La tasa de compresión es la expresión de la presión absoluta del lado de alta dividida por la presión absoluta del lado de baja. La tasa de compresión se expresa en presiones absolutas.

$$\text{tasa de compresión} = \frac{\text{presión de absoluta de descarga}}{\text{presión de absoluta de aspiración}} \quad (\text{Ecuación 5})$$

La tasa de compresión sirve para comparar las condiciones de bombeo del compresor. Cuando esta tasa es muy alta, aproximadamente de 12:1 en un compresor hermético recíproco, el refrigerante que impulsa el compresor eleva su temperatura hasta un punto en que el aceite lubricante puede recalentarse. El aceite recalentado puede carbonizarse y crear acidez dentro del sistema. La relación de compresión puede reducirse por medio de una compresión en dos etapas con un compresor descargando del lado de aspiración del segundo compresor.

El compresor llena los cilindros con el refrigerante frío que entra por la válvula de aspiración. Este vapor frío contiene el calor absorbido en el evaporador. Cuando el refrigerante estuvo en ebullición absorbió calor. El compresor bombea entonces este gas al condensador a fin de que el calor pueda ser expulsado del sistema. El gas que abandona el compresor puede estar muy caliente. El gas se comprime con el calor concentrado de aspiración constituyendo el gas que sale del compresor.

Existen cinco grandes grupos o tipos de compresores utilizados en la industria de refrigeración y acondicionamiento de aire. Son los compresores de tipo recíproco, de tornillo, rotativos, de espira y centrífugos. El de acción recíproca es el tipo de compresor que se emplea más frecuentemente en los sistemas de refrigeración comerciales de pequeña y media capacidad. El tipo de tornillo se aplica en sistemas comerciales e industriales de gran capacidad.

El compresor de tipo rotativo y el de espira junto con el de acción recíproca se utilizan en aplicaciones a sistemas de aire acondicionado de orden comercial ligero y residencial.

Los compresores de acción recíproca se distinguen por su cárter y el mecanismo de accionamiento. Las dos clases de cárter son el de tipo abierto y el hermético. Los compresores de tipo hermético se refieren a los contenidos en el interior de un envoltorio metálico que puede ser de dos clases, el sellado totalmente hermético y el accesible para servicio. El sistema de accionamiento puede estar incorporado en el interior de la carcasa o bien hallarse en el exterior

de la misma. Cuando el compresor es totalmente hermético, el mecanismo de accionamiento es directo. Los ejes del compresor y del motor forman un solo eje. En los compresores herméticos totalmente soldados el motor y el compresor van contenidos en la misma carcasa metálica soldada, soldadura efectuada como complemento en la fabricación del compresor. A esta unidad no es posible dar servicio sin cortar el envolvente. A continuación se detallan las características de los compresores herméticos soldados:

- No se puede acceder al interior del envolvente a menos que se corte.
- Estos compresores sólo son abiertos por determinados talleres especializados en esta clase de trabajo. De otro modo, a menos que el fabricante admita que le sea devuelto el compresor para su examen, debe considerarse como un compresor para tirar.
- El eje del motor y el cigüeñal del compresor forman un solo eje.
- Se considera normalmente como un componente de baja presión ya que el refrigerante aspirado entra directamente en el cárter en el interior del envolvente. La línea de descarga (alta presión, se conecta normalmente a la salida de dicho envolvente de forma que la unidad puede valorarse únicamente por la presión de trabajo en baja.
- Estos compresores se enfrían generalmente por el gas de aspiración.
- Normalmente incorporan un sistema de lubricación a presión.
- La combinación de motor y cigüeñal hace que adopten casi siempre la posición vertical con un cojinete en el extremo final del eje junto a la bomba de aceite. El segundo cojinete se localiza a medio camino del eje entre el compresor y el motor.
- Los pistones y bielas trabajan hacia fuera del eje, con un ángulo de 90° en relación con aquel.

Por otro lado en los compresores herméticos que admiten servicio, llamados generalmente semiherméticos, el motor y el compresor van incorporados en el mismo cárter unido con tornillos. Este tipo de unidad puede atenderse quitando los tornillos y abriendo el cárter. Las características de los compresores semiherméticos se basan en:

La unidad está atornillada en los puntos que conducen a la realización del servicio y su consiguiente reparación.

El cárter normalmente es de hierro fundido con un alojamiento para atornillar el compresor que también es de fundición. Normalmente son más pesados que los compresores con envolvente de chapa soldada.

El conjunto de motor y cigüeñal es similar al del tipo hermético soldado, con la excepción del cigüeñal que normalmente es de tipo horizontal.

Normalmente incorporan un sistema de lubricación por salpicadura en los compresores más pequeños, y de inyección a presión en los de más capacidad.

A menudo son enfriados por aire, lo que se reconoce por las aletas existentes en el cuerpo de fundición del cárter o bien por una cubierta extra de metal en su exterior a fin de dar una mayor superficie al cárter.

La cabeza de los pistones se encuentra normalmente en la parte superior del compresor o cerca de la misma, trabajando hacia arriba y abajo desde el centro del cigüeñal.

1. Cigüeñal. El eje cigüeñal de un compresor de acción recíproca transmite el movimiento circular a las bielas y cambia dicho movimiento hacia atrás y hacia delante (movimiento recíproco o alternativo) en los pistones. Los cigüeñales se fabrican normalmente en hierro fundido o acero dulce. El cigüeñal se funde bajo molde y se mecaniza en la forma y tamaño adecuados. En este caso, el eje debe ser de hierro fundido.

Estos ejes descentrados tienen dos superficies principales que actúan como cojinetes en adición a las superficies descentradas de los muñones. Uno de estos cojinetes es el extremo que enlaza con el motor, hallándose en el otro extremo el segundo cojinete. El cojinete del motor es normalmente el más grande ya que soporta mayor carga.

El eje tiene que estar lubricado. Los compresores más pequeños, que se sirven del método de engrase por salpicadura, disponen de un depósito en la base del cárter para recoger el aceite que cae desde el centro del eje. Este aceite es impulsado centrífugamente hacia el eje, cuando el compresor está en marcha, lo que motiva que bañe las demás partes como son las bielas y los cojinetes.

Algunos ejes están taladrados y se lubrican por medio de un sistema de engrase a presión. Los compresores de este tipo incorporan una pequeña bomba de aceite montada al final del cigüeñal que gira junto con aquél. Cuando el compresor arranca, no existe presión de engrase hasta que se halla en marcha continua.

2. Bielas. Las bielas conectan los cigüeñales a los pistones. Estas bielas, como así se denominan en esta industria, se construyen normalmente de dos tipos: el que se ajusta a los muñones descentrados del cigüeñal, y el que se acopla a las excéntricas del eje. Pueden fabricarse en metales diferentes, siendo los más comunes el hierro, el latón y el aluminio. El diseño de la biela es muy importante porque sostiene gran parte de la carga del compresor. Si el cigüeñal del compresor va conectado directamente al motor y éste gira a 3,600 rpm, el pistón situado en la cabeza de la biela cambiará de dirección 7,200 veces por minuto. La biela es la conexión entre el pistón y el cigüeñal como eslabón de enlace en todo este cambio de direcciones.

Las bielas con agujeros grandes en el extremo del eje son para ejes del tipo de excéntricas, y no pueden sacarse hallándose el eje montado en su lugar. El eje debe desmontarse para sacar el pistón del cilindro. Las bielas con agujeros

pequeños son las empleadas en los ejes de tipo cigüeñal. Los cojinetes inferiores están separados en dos cuerpos fijados con tornillos. Estas bielas pueden separarse del cigüeñal pudiendo extraerse, tanto la biela, como el pistón, con el cigüeñal en su lugar.

3. Pistón. El pistón es la parte del conjunto del cilindro que se halla expuesta a la alta presión del refrigerante durante la compresión. Los pistones están sujetos a la alta presión cuando están arriba, y a la aspiración o baja presión al llegar abajo durante la carrera ascendente del pistón. Tienen que subir y bajar en el interior del cilindro para realizar la función de bombeo. Requieren algún sistema para evitar que el refrigerante a alta presión se escape hacia el cárter. En los pistones de cierto tamaño se utilizan aros, o segmentos, al igual que en los motores de automóvil. De forma similar a estos, existen dos tipos de segmentos: de compresión y de aceite. Los compresores de poca capacidad emplean el aceite que se desliza sobre las paredes del cilindro como sello.

4. Válvulas de refrigerante en los cilindros. Las válvulas en la cabeza del cilindro determinan la dirección en que fluirá el gas que entra en el cilindro. Las dos soluciones empleadas en la realización de estas válvulas son: la del tipo de anillo y la de lengüeta. Ambas se utilizan en los pasos de aspiración y descarga del compresor.

La válvula del tipo de anillo es circular con muelles-resorte debajo de la misma. Este tipo de válvula circular se emplea tanto en la aspiración como en la descarga, siendo de mayor tamaño la de aspiración.

5. Culata del compresor. La pieza que junta la cabeza del cilindro con el cárter es la culata. Se asienta sobre la cabeza del cilindro y retiene el gas a alta presión del cilindro hasta que se dirige a la línea de descarga. A menudo contiene la cámara de aspiración, separada de la de descarga por medio de un tabique con sus juntas. Estas culatas adoptan diversas configuraciones y deben cumplir dos finalidades. Tienen que mantener la presión y sostener el plato de válvulas sobre el cilindro. Son de acero en algunos compresores herméticos soldados, o de hierro fundido en los de tipo semihermético que permiten su servicio. Las culatas de hierro fundido pueden encontrarse bajo una corriente de aire e incorporan aletas sobre las mismas para ayudar a disipar el calor que se produce en la cabeza de los cilindros.

6. Cárter del compresor. El cárter contiene el compresor y, en ocasiones, también el motor. Es de acero estampado en los compresores herméticos soldados y de fundición de hierro en los semiherméticos.

El compresor hermético soldado está diseñado para que su carcasa o envolvente se encuentre bajo presión en el lado de baja y se hallará normalmente resistiendo una presión de trabajo de 150 psig. El compresor se halla montado en el interior del envolvente con la tubería de descarga conectada al

exterior. Esto libera al envolvente de una prueba de presión tan elevada como la presión del lado de alta.

7. Compresores semiherméticos accesibles. Los compresores semiherméticos constan normalmente de una carcasa de hierro fundido y se consideran como un componente del lado de baja presión. De nuevo, y debido a la disposición de las tomas en la culata, el gas de descarga está contenido en dicha culata, o bien en la tubería de descarga. El motor eléctrico se encuentra montado rígidamente en la carcasa, y el compresor debe hallarse montado sobre resortes exteriores, u otros sistemas, a fin de evitar vibraciones. Este tipo de compresor semihermético accesible se emplea exclusivamente en tamaños de compresores más grandes pues admite su reparación.

8. El anillo obturador del eje. La presión en el interior del cárter del compresor puede hallarse bajo vacío o bien a una presión positiva. Si la unidad trabaja para obtener temperaturas muy bajas, usando R-12 como refrigerante, la presión del cárter puede hallarse bajo vacío, en cuyo caso, si hubiese pérdidas en el anillo obturador del eje, el aire de la atmósfera exterior se introduciría en el cárter. Si el compresor está parado, puede existir alta presión en su interior. Por ejemplo, con refrigerante R-502, si el sistema tiene que estar parado durante largos períodos (en éstos, y bajo un clima caluroso, la temperatura en todo el sistema puede llegar a 38° C), la presión del cárter puede hallarse por encima de 200 psig. El anillo obturador del eje tiene que mantener el refrigerante en el interior del cárter bajo todas estas condiciones. Téngase en cuenta que el eje gira a velocidades altas en los momentos de funcionamiento.

El anillo obturador del eje incorpora una superficie de goma para separar el refrigerante de la atmósfera. Ésta es normalmente de neopreno que hace contacto sobre una superficie de acero, con la que, de estar bien ensambladas, pueden girar juntas durante años sin que se produzca desgaste alguno. Desde luego, un perfecto ensamblaje es consecuencia de una alineación correcta de los ejes.

La eficiencia general del compresor puede mejorar si se mantienen las condiciones de trabajo correctas. Ello significa el mantenimiento de una presión de baja tan elevada como sea posible, y una presión de descarga todo lo baja posible de acuerdo con los parámetros proyectados.

Un evaporador sucio motivará la caída de la presión de baja. Cuando la presión de aspiración es inferior a la normal, el vapor que absorbe el compresor es menos denso y más ligero, siendo conocido por gas rarificado. De esta forma disminuye la eficiencia del compresor.

Un condensador sucio hace aumentar la presión de descarga, disminuyendo asimismo la eficiencia del compresor. Si existe un condensador sucio (alta presión de descarga) o un evaporador sucio (baja presión de

aspiración), el compresor trabajará más tiempo para lograr la temperatura deseada en el espacio a refrigerar, reduciéndose el rendimiento del equipo.

## C. Dispositivos de expansión

Los dispositivos de expansión, más conocidos como válvulas de expansión, son el cuarto elemento necesario para que funcione el ciclo de compresión de refrigeración. El dispositivo de expansión es una de las líneas que dividen los lados de alta y de baja presión del sistema, el compresor es la otra frontera. El dispositivo de expansión es el elemento responsable de la cantidad debida de refrigerante que entra en el evaporador. El evaporador rinde mejor cuando está lleno de refrigerante líquido hasta el máximo sin que éste salga por la línea de aspiración. La cantidad de líquido que pueda pasar por dicha línea de aspiración alcanzará el compresor, debido a que no existe en la misma un calor apreciable que pueda añadirse al refrigerante para producir su ebullición y pasar de líquido a gas. El dispositivo de expansión se instala normalmente en la línea de líquido entre el condensador y el evaporador. La línea de líquido se hallará caliente al tacto en un día caluroso y puede seguirse fácilmente su camino al dispositivo expansionador donde se produce una caída de presión con el correspondiente descenso de temperatura. El dispositivo de expansión se puede encontrar caliente en un lado y congelado en el otro. Como sea que algunos de estos dispositivos de expansión son válvulas y otros simples orificios calibrados, este cambio puede ocurrir en muy poco espacio (menos de una pulgada en una válvula), o bien, de forma más gradual en otros dispositivos de paso fijo.

Los dispositivos de expansión se presentan en cinco tipos diferentes: flotadores de alta presión, flotadores de baja presión, válvula de expansión termostática, válvula de expansión automática y tubo calibrado fijo, o sea, el llamado tubo capilar. Los flotadores de alta y baja presión no se emplean actualmente en los equipos normales de refrigeración.

La válvula de expansión termostática controla el refrigerante que pasa al evaporador por medio de un elemento térmico sensible llamado bulbo, que regula el recalentamiento. La palabra válvula significa que existe alguna característica en este dispositivo que modifica una dimensión, que es la zona del asiento interior, en respuesta al bulbo o elemento térmico. La válvula de expansión termostática mantiene un recalentamiento constante en el evaporador. Recuérdese que cuando existe recalentamiento no hay refrigerante en estado líquido. No se desea un exceso de recalentamiento, pero sí resulta necesaria una pequeña cantidad de recalentamiento con este tipo de válvula para tener la seguridad de que no sale refrigerantes líquido hacia el evaporador.

## D. Intercambiadores de calor

Se define como intercambiadores de calor a todos aquellos dispositivos utilizados para transferir energía de un medio a otro.

La clasificación más general que puede realizarse de los intercambiadores de calor, se efectúa atendiendo al grado de contacto entre los fluidos.

Según este criterio, los cambiadores de calor se dividen en dos grandes grupos:

- Intercambiadores de contacto directo.
- Intercambiadores de contacto indirecto.

Los intercambiadores de contacto directo, también conocidos como cambiadores de mezcla, son aquellos dispositivos en los que los fluidos sufren una mezcla física completa, realizándose, como consecuencia, la transferencia energética entre ellos. Pertenecen a este grupo, entre otros tipos de cambiadores, las denominadas torres de refrigeración o torres húmedas, así como los enfriadores de gases.

Por otra parte, se denominan intercambiadores indirectos a aquellos equipos o dispositivos en los que la transferencia térmica se realiza a través de una superficie, plana o cilíndrica, que separa físicamente las corrientes de ambos fluidos, no existiendo por tanto ninguna posibilidad de contacto directo o contaminación entre dichos fluidos, salvo en el caso de rotura de la antedicha superficie de separación.

La clasificación más usual de este grupo de cambiadores, se realiza en base a la dirección relativa de los flujos de ambos fluidos, pudiéndose hablar entonces de cambiadores de flujos paralelos y de cambiadores de flujos cruzados, según sus direcciones sean paralelas en el espacio o formen cualquier ángulo en él.

Los cambiadores de flujos paralelos, son generalmente utilizados en el intercambio térmico líquido-líquido, mientras que los de flujos cruzados se utilizan generalmente en el intercambio líquido-gas.

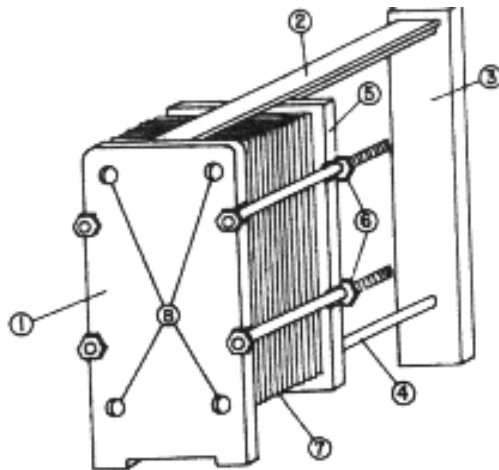
Dentro de los intercambiadores de calor de flujos paralelos si éstos además de tener ambos la misma dirección, tienen el mismo sentido, reciben el nombre de en equicorriente, denominándose en contracorriente a aquellos en los que los flujos tienen sentidos contrarios.

Dentro del subgrupo de cambiadores de flujos paralelos, se emplean entre otros, los denominados intercambiadores de placas, de tubo, de doble tubo, de inmersión, multitubulares o de carcasa y tubos.

1. Intercambiadores de placas. Están integrados por una serie de placas metálicas, de tamaños normalizados, por cada constructor, que se acoplan unas a otras en mayor o menor número, según las necesidades térmica, en un bastidor que las sostiene unidas.

Figura 2

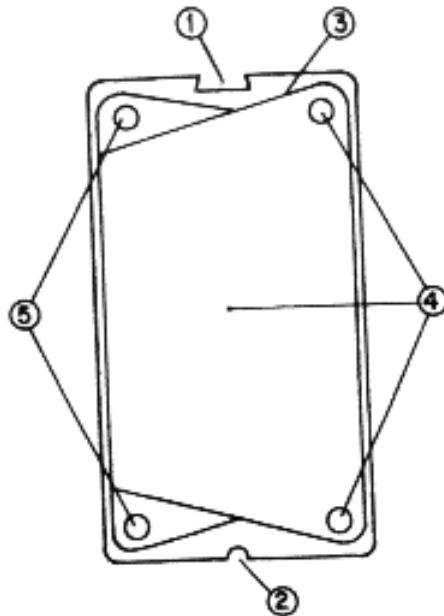
Vista lateral de un intercambiador de placas en el que se muestra el nombre de cada componente



1. Placa delantera fija.
2. Guía portadora superior.
3. Soporte trasero.
4. Guía inferior.
5. Placa trasera móvil.
6. Tirantes y tuercas de apriete.
7. Placas intercambiadoras.
8. Conexiones de entrada y salida.

Figura 3

Vista delantera de un intercambiador de placas en el que se muestra el nombre de cada componente

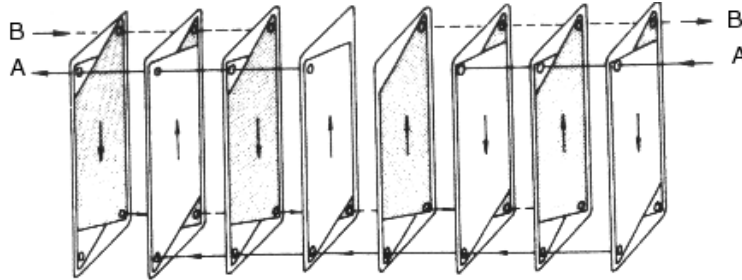


1. Abertura soporte.
2. Abertura guía.
3. Junta.
4. Fluido A.
5. Fluido B.

Para que las placas queden correctamente enfrentadas unas a otras, están dotadas en su parte superior e inferior de dos aberturas, mediante las cuales pueden deslizarse a lo largo de las guías del bastidor. La abertura superior permite además que la placa quede suspendida de la correspondiente guía portadora.

En este tipo de cambiadores se denomina paso al conjunto de placas, montadas en paralelo, que son recorridas con el mismo sentido de flujo en cada fluido, como muestra la figura 4.

Figura 4  
Modelo de un conjunto de placas intercambiadoras de calor montadas en paralelo



En cuanto a los materiales de que están contruidos estos intercambiadores dependen fundamentalmente de las características de los fluidos que vayan a intercambiar calor; siendo las principales condiciones que deben tenerse en cuenta al seleccionar el material de las placas las siguientes:

- Facilidad de deformación por prensado.
- Pequeña resistencia térmica.
- Resistencia a los fluidos a emplear.

Esta última condición limita a su vez al material empleado en las juntas entre las placas.

A la vista de estas condiciones, los materiales más usualmente empleados en la construcción de las placas son los aceros inoxidables y las aleaciones de níquel, cromo, y titanio, mientras que para las juntas se emplean siliconas, caucho natural y sintético.

#### a. Ventajas de los intercambiadores de placas.

- Elevada turbulencia en la circulación de fluidos, consiguiéndose regímenes turbulentos para números de Reynolds de aproximadamente de 10, frente al valor de 2300 correspondiente a la transición de régimen laminar a turbulento en cambiadores multitubulares. Esta elevada turbulencia permite velocidades de circulación menores en los fluidos, disminuyendo el peligro de ensuciamiento.
- Elevados valores del coeficiente de transmisión superficial, lo que conlleva valores muy elevados del coeficiente global de transmisión del calor.

- Menores pérdidas caloríficas, ya que sólo los bordes de las placas están expuestas al ambiente exterior y además de tener pequeños espesores pueden aislarse fácilmente.
- Fácil accesibilidad a ambas caras de cada placa, lo que permite una mejor inspección y limpieza, lo que puede realizarse en el mismo lugar de su emplazamiento.
- Facilidad de sustituir elementos con la consiguiente ventaja de facilitar las reparaciones y realizar ampliaciones con máxima economía.
- En el caso de deterioro de las juntas, se produce escape de fluido hacia el exterior, siendo posible repararlas inmediatamente, evitándose mezclas o contaminaciones de los fluidos.

#### b. Desventajas de los Intercambiadores de Placas

- Limitación que imponen las juntas de unión entre placas, ya que no permiten trabajar con temperaturas superiores a 250° C o presiones mayores de 300 psi.
- Presentan mayor pérdida de presión en la circulación de fluidos.
- De no ser necesarios materiales especiales, el cambiador de placas es más caro que los tubulares.

## IV. Conceptos básicos de refrigeración y transferencia de calor

### A. Transferencia de calor en tuberías

1. Conducción. Considere una pared plana de espesor  $L$  y conductividad térmica promedio  $k$ . Las dos superficies de la pared se mantienen a temperaturas constantes de  $T_1$  y  $T_2$ . Para la conducción unidimensional de calor en estado estable a través de la pared, tenemos  $T(x)$ . Entonces, la ley de Fourier de la conducción de calor para la pared se puede expresar como

$$\dot{Q}_{cond,pared} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (\text{Ecuación 6})$$

donde la velocidad de la transferencia de calor por conducción,  $\dot{Q}_{cond,pared}$  y el área  $A$  de la pared será constante. Por tanto, se tiene  $dT/dx = \text{constante}$ , lo cual significa que la temperatura a través de la pared varía linealmente con  $x$ . Es decir, la distribución de temperatura en la pared, en condiciones estables, es una línea recta.

Al separar la variable en la ecuación anterior e integrar desde  $x = 0$ , donde  $T(0) = T_1$ , hasta  $x = L$ , donde  $T(L) = T_2$ , se obtiene

$$\int_{x=0}^L \dot{Q}_{cond,pared} dx = - \int_{T=T_1}^{T_2} kAdT \quad (\text{Ecuación 7})$$

al realizar las integraciones y reacomodar da

$$\dot{Q}_{cond,pared} = -kA \frac{T_1 - T_2}{L} \quad (\text{Ecuación 8})$$

que es idéntica a la ecuación 6. Una vez más, la velocidad de la conducción de calor a través de una pared plana es proporcional a la conductividad térmica promedio, al área de la pared y a la diferencia de temperatura, pero es inversamente proporcional al espesor de la pared. Asimismo, una vez que se cuenta con la velocidad de la conducción de calor, se puede determinar la temperatura  $T(x)$  en cualquier ubicación  $x$  al reemplazar  $T_2$  en la ecuación anterior por  $T$  y  $L$  por  $x$ .

2. El concepto de resistencia térmica. La ecuación 8 para la conducción de calor a través de una pared plana se puede reacomodar para tener

$$\dot{Q}_{cond,pared} = \frac{T_1 - T_2}{R_{pared}} \quad (\text{Ecuación 9})$$

donde

$$R_{pared} = \frac{L}{kA} \quad (\text{Ecuación 10})$$

es la resistencia térmica de la pared en contra de la conducción de calor o simplemente la resistencia a la conducción de la pared. Note que la resistencia térmica de un medio depende de la configuración geométrica y de las propiedades térmicas del medio.

La ecuación antes dada para el flujo de calor es análoga a la relación para el flujo de corriente eléctrica  $I$ , expresada como

$$I = \frac{V_1 - V_2}{R_e} \quad (\text{Ecuación 11})$$

donde  $R_e = L/\sigma_e A$  es la resistencia eléctrica y  $V_1 - V_2$  es la diferencia de voltaje cruzada de la resistencia ( $\sigma_e$  es la conductividad eléctrica). Por tanto, la velocidad de la transferencia de calor a través de una capa corresponde a la corriente eléctrica, la resistencia térmica a la resistencia eléctrica y la diferencia de temperatura a la diferencia de voltaje cruzada de la capa.

Considere la transferencia de calor por convección de una superficie sólida de área  $A_s$  y temperatura  $T_s$  hacia un fluido cuya temperatura en un punto suficientemente lejos de la superficie es  $T_\infty$ , con un coeficiente de transferencia de calor por convección  $h$ . La ley de Newton del enfriamiento para la velocidad de transferencia de calor por convección,

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (\text{Ecuación 12})$$

se puede reacomodar para obtener

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_s - T_\infty}{R_{conv}} \quad (\text{Ecuación 13})$$

es la resistencia térmica de la superficie contra la convección de calor o, simplemente, la resistencia a la convección de la superficie. Nótese que cuando el coeficiente de transferencia de calor por convección es muy grande ( $h \rightarrow \infty$ ), la resistencia a la convección se hace cero y  $T_s \approx T_\infty$ . Es decir, la superficie no ofrece resistencia a la convección y, por tanto, no desacelera el proceso de

transferencia de calor. Se tiende a esta situación en la práctica en las superficies en donde ocurren ebullición y condensación. Asimismo, note que la superficie no tiene que ser plana. La ecuación para la resistencia a la convección es válida para superficies de cualquier forma, siempre que sea razonable la suposición de que  $h = \text{constante}$  y uniforme.

Cuando la pared está rodeada por un gas, los efectos de la radiación, que hemos ignorado hasta ahora, pueden ser significativos y es posible que sea necesario considerarlos. La velocidad de la transferencia de calor por radiación entre una superficie de emisividad  $\epsilon$  y área  $A_s$ , que está a la temperatura  $T_s$ , y las superficies circundantes a alguna temperatura promedio  $T_{alred}$  se puede expresar como

$$\dot{Q}_{rad} = \epsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alred}^4) = h_{rad} A_s (T_s - T_{alred}) = \frac{T_s - T_{alred}}{R_{rad}} \quad (\text{Ecuación 14})$$

donde

$$R_{rad} = \frac{1}{h_{rad} A_s} \quad (\text{Ecuación 15})$$

es la resistencia térmica de una superficie contra la radiación, o bien, la resistencia a la radiación y

$$h_{rad} = \frac{\dot{Q}_{rad}}{A_s (T_s - T_{alred})} = \epsilon \sigma (T_s^2 + T_{alred}^2) (T_s + T_{alred}) \quad (\text{Ecuación 16})$$

es el coeficiente de transferencia de calor por radiación. Note que tanto  $T_s$  como  $T_{alred}$  deben estar en Kelvin en la evaluación de  $h_{rad}$ . La definición del coeficiente de transferencia de calor por radiación permite expresar la radiación en forma conveniente, de manera análoga a la convección, en términos de una diferencia de temperatura. Pero  $h_{rad}$  depende con intensidad de la temperatura, en tanto que, por lo común,  $h_{conv}$  no depende de ella.

Una superficie expuesta al aire circundante comprende convección y radiación de manera simultánea y la transferencia de calor total en la superficie se determina al sumar (o restar, si tienen direcciones opuestas) las componentes de radiación y de convección. Las resistencias a la convección y a la radiación son paralelas entre sí y pueden provocar algunas complicaciones en la red de resistencias térmicas. Cuando  $T_{alred} \approx T_\infty$ , el efecto de radiación se puede tomar en cuenta de manera apropiada al reemplazar  $h$  en la relación de la resistencia a la convección por

$$h_{combinado} = h_{conv} + h_{rad} \quad (\text{Ecuación 17})$$

donde  $h_{\text{combinado}}$  es el coeficiente de transferencia de calor combinado. De esta manera se evitan todas las complicaciones asociadas con la radiación.

Note que el área  $A$  de la transferencia de calor es constante para una pared plana y la velocidad de esa transferencia a través de una pared que separa dos medios es igual a la diferencia de temperatura dividida entre la resistencia térmica total entre los medios. Note también que las resistencias térmicas están en serie y la resistencia térmica equivalente se determina simplemente al sumar cada una de las resistencias, precisamente como en las resistencias eléctricas conectadas en serie. Por tanto, todavía se aplica la analogía eléctrica. Se resume esto al expresar: la rapidez de la transferencia de calor estacionaria entre dos superficies es igual a la diferencia de temperatura dividida entre la resistencia térmica total entre esas dos superficies.

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{\text{total}}} \quad (\text{Ecuación 18})$$

Otra observación que se puede hacer a partir de la ecuación 18 es que la razón de la caída de temperatura con respecto a la resistencia térmica a través de cualquier capa es constante y, de este modo, la caída de temperatura a través de cualquier capa es proporcional a la resistencia térmica de ésta. Entre mayor sea la resistencia, mayor es la caída de temperatura. De hecho, la ecuación

$$\dot{Q} = \Delta T / R \quad (\text{Ecuación 19})$$

se puede reacomodar para obtener

$$\Delta T = \dot{Q}R \quad (\text{Ecuación 20})$$

la cual indica que la caída de temperatura a través de cualquier capa es igual a la velocidad de la transferencia de calor multiplicada por la resistencia térmica a través de esa capa. Recuérdese que esto también se cumple para la caída de voltaje a través de una resistencia eléctrica cuando la corriente eléctrica es constante.

A veces, resulta conveniente expresar la transferencia de calor a través de un medio de una manera análoga a la ley de Newton del enfriamiento.

3. Convección. La conducción y la convección son semejantes pues requieren la presencia de un medio material, pero difieren en que la convección requiere la presencia del movimiento de fluidos.

La transferencia de calor a través de un sólido siempre es por conducción, dado que las moléculas de un sólido de este tipo permanecen en posiciones relativamente fijas. Sin embargo, la transferencia de calor a través de un líquido o gas puede ser por conducción o convección, dependiendo de la presencia de

algún movimiento masivo del fluido. La transferencia de calor a través de un fluido es por convección cuando se tiene un movimiento masivo de este último y por conducción cuando no existe dicho movimiento. Por lo tanto, la conducción en un fluido se puede concebir como el caso límite de la convección, correspondiente al caso de fluido en reposo.

La transferencia de calor por convección es complicada por el hecho de que comprende movimiento del fluido así como conducción del calor. El movimiento del fluido mejora la transferencia de calor, ya que pone en contacto porciones más calientes y más frías de ese fluido, iniciando índices más altos de conducción en un gran número de sitios. Por lo tanto, la velocidad de la transferencia de calor a través de un fluido es mucho más alta por convección que por conducción. De hecho, entre más alta es la velocidad del fluido, mayor es la velocidad de la transferencia de calor.

La experiencia muestra que la transferencia de calor por convección depende con intensidad de las propiedades de viscosidad dinámica  $\mu$ , conductividad térmica  $k$ , densidad  $\rho$  y calor específico  $C_p$  del fluido, así como de la velocidad del fluido  $v$ . También depende de la configuración geométrica y aspereza de la superficie sólida, además del tipo de flujo del fluido, sea este laminar o turbulento. Por tanto, se espera que las relaciones de transferencia de calor por convección sean un tanto complejas debido a su dependencia de tantas variables. Esto no es sorprendente, ya que la convección es el mecanismo más complejo de transferencia de calor.

A pesar de la complejidad de la convección, se observa que la velocidad de la transferencia de calor por este mecanismo es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa de manera conveniente por la ley de Newton de enfriamiento como

$$\dot{q}_{conv} = h(T_s - T_\infty) \quad (\text{Ecuación 21})$$

o bien,

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (\text{Ecuación 22})$$

donde

$h$  = coeficiente de transferencia de calor por convección,  $W/m^2 \text{ } ^\circ C$

$A_s$  = área superficial de transferencia de calor,  $m^2$

$T_s$  = temperatura de la superficie,  $^\circ C$

$T_\infty$  = temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie,  $^\circ C$

A juzgar por sus unidades, el coeficiente de transferencia de calor por convección  $h$  se puede definir como la velocidad de la transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido por unidad de área superficial por unidad de diferencia en la temperatura.

La simplicidad de esta relación es aparente, en virtud de que el coeficiente de transferencia de calor por convección  $h$  depende de varias de las variables ya mencionadas y, por consiguiente, es difícil de determinar.

Cuando un fluido se fuerza a fluir sobre una superficie sólida que no es porosa (es decir, impermeable al fluido), se observa que ese fluido en movimiento llega a detenerse por completo en la superficie y toma una velocidad cero en relación con esta última. Es decir, la capa de fluido en contacto directo con una superficie sólida se adhiere a ésta y no resbala. En el flujo de fluidos, este fenómeno se conoce como condición de no deslizamiento y se debe a la viscosidad del fluido

La condición de no deslizamiento es responsable del desarrollo del perfil de velocidades para el flujo. Debido a la fricción entre las capas de fluido, la capa que se adhiere a la pared retarda a la capa adyacente, la cual, a su vez, retarda a la siguiente, y así sucesivamente. Una consecuencia de la condición de no resbalamiento es que todos los perfiles de velocidades deben tener valores de cero en los puntos de contacto entre un fluido y un sólido. La única excepción a la condición de no deslizamiento se presenta en los gases extremadamente enrarecidos.

Un fenómeno semejante ocurre con la temperatura. Cuando se ponen en contacto dos cuerpos a temperaturas diferentes, se tiene transferencia de calor hasta que adquieren la misma temperatura en el punto de contacto. Por lo tanto, un fluido y una superficie sólida tendrán la misma temperatura en el punto de contacto. Esto se conoce como condición de no salto en la temperatura.

Una implicación de las condiciones de no deslizamiento y de no salto en la temperatura es que la transferencia de calor de la superficie sólida a la capa de fluido adyacente es por conducción pura, puesto que la capa de fluido está inmóvil, y se puede expresar como

$$\dot{q}_{conv} = \dot{q}_{cond} = -k_{fluido} \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (\text{Ecuación 23})$$

donde  $T$  representa la distribución de temperatura en el fluido y  $(\delta T/\delta y)_{y=0}$  es el gradiente de temperatura en la superficie. A continuación, este calor se aleja por convección de la superficie como resultado del movimiento del fluido. Nótese que la transferencia de calor por convección de una superficie sólida a un fluido es simplemente la transferencia de calor por conducción de esa superficie sólida a la capa de fluido adyacente. Por lo tanto, se pueden igualar las ecuaciones 21 y 22 del flujo de calor, con el fin de obtener

$$h = \frac{-k_{fluido} (\partial T/\partial y)_{y=0}}{T_s - T_\infty} \quad (\text{Ecuación 24})$$

para la determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección cuando se conoce la distribución de temperatura dentro del fluido.

En general, el coeficiente de transferencia de calor por convección varía a lo largo de la dirección del flujo. En esos casos, el coeficiente promedio o medio de transferencia de calor por convección para una superficie se determina al promediar de manera adecuada los coeficientes locales sobre toda esa superficie.)

4. Número de Nusselt. En los estudios sobre convección, es práctica común quitar las dimensiones a las ecuaciones que rigen y combinar las variables, cuales se agrupan en números adimensionales, con el fin de reducir el número de variables totales. También es práctica común quitar las dimensiones del coeficiente de transferencia de calor  $h$  con el número de Nusselt, que se define como

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad (\text{Ecuación 25})$$

donde  $k$  es la conductividad térmica del fluido y  $L_c$  es la longitud característica.

Para comprender el significado físico del número de Nusselt, considere una capa de fluido de espesor  $L$  y diferencia de temperatura  $\Delta T = T_2 - T_1$ . La transferencia de calor a través de la capa de fluido será por convección cuando esta última tenga algún movimiento y por conducción cuando esté inmóvil. En cualquiera de los dos casos, el flujo de calor, es decir la velocidad de transferencia de calor por unidad de tiempo por unidad de área superficial será

$$\dot{q}_{conv} = h\Delta T \quad (\text{Ecuación 26})$$

y

$$\dot{q}_{cond} = k \frac{\Delta T}{L} \quad (\text{Ecuación 27})$$

al dividir ambas ecuaciones da

$$\frac{\dot{q}_{conv}}{\dot{q}_{cond}} = \frac{h\Delta T}{k\Delta T/L} = \frac{hL}{k} = Nu \quad (\text{Ecuación 28})$$

lo cual es el número de Nusselt. Por lo tanto, el número de Nusselt representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección en relación con la conducción a través de la misma capa. Entre mayor sea el número de Nusselt, más eficaz es la convección. Un número de Nusselt de  $Nu = 1$  para una capa de fluido representa transferencia de calor a través de ésta por conducción pura.

5. Clasificación de los flujos de fluidos. La transferencia de calor por convección está íntimamente ligada a la mecánica de fluidos, que es la ciencia que trata del comportamiento de los fluidos en reposo o en movimiento y de su interacción con sólidos o con otros fluidos en las fronteras. Existe una amplia variedad de problemas de flujo de fluidos que se encuentran en la práctica, y suele ser conveniente clasificarlos con base en algunas características comunes para hacer factible su estudio en grupos. Hay varias maneras de clasificar los problemas de flujo de fluidos.

a. Flujo viscoso en comparación con el no viscoso. Cuando dos capas de fluido se mueven una en relación con la otra, se desarrolla una fuerza de fricción entre ellas y la más lenta trata de desacelerar a la más rápida. Esta resistencia interna al flujo se llama viscosidad, la cual es una medida de la adherencia interna del fluido. La viscosidad es causada por las fuerzas de cohesión entre las moléculas en los líquidos, y por las colisiones moleculares, en los gases. No existe fluido con viscosidad cero y, como consecuencia, todos los flujos de fluidos comprenden efectos viscosos en algún grado. Los flujos en los cuales los efectos de la viscosidad son significativos se llaman flujos viscosos. En algunos fluidos los efectos de la viscosidad son muy pequeños, y al despreciarlos se simplifica mucho el análisis sin mucha pérdida de precisión. Esos flujos idealizados con fluidos de viscosidad cero se llaman flujos no viscosos o sin fricción.

b. Flujo interno en comparación con el externo. El flujo de un fluido se clasifica como interno o externo, dependiendo de si es fluido se fuerza a fluir en un canal confinado o sobre una superficie. El flujo de un fluido no limitado sobre una superficie, como una placa, un alambre o un tubo es flujo externo. El flujo en un tubo o ducto es flujo interno, si ese fluido está limitado por completo por superficies sólidas. Por ejemplo, el flujo de agua en un tubo es interno y el del aire sobre un tubo expuesto. El flujo de líquidos en un tubo se conoce como flujo en canal abierto si ese tubo está parcialmente lleno con el líquido y se tiene una superficie libre. El flujo del agua en los ríos y zanjas de irrigación es un ejemplo de ese flujo.

c. Flujo compresible en comparación con el incompresible. El flujo de un fluido se clasifica como compresible o incompresible, dependiendo de la variación en la densidad de este fluido durante el flujo. Las densidades de los líquidos son en esencia constantes y, en consecuencia, el flujo de líquidos es típicamente incompresible. Por lo tanto, los líquidos suelen clasificarse como sustancias incompresibles. Por ejemplo, una presión de 210 atm causará que la densidad del agua líquida a 1 atm cambie en sólo 1%. Por otra parte, los gases son intensamente compresibles. Por ejemplo, un cambio de presión de sólo 0.01 atm causará un cambio de 1% en la densidad del aire atmosférico. Sin embargo, los flujos de gases se pueden tratar como incompresibles si los cambios en la densidad están por debajo de 5%, el cual suele ser el caso cuando la velocidad del flujo es menor que 30% de la velocidad del

sonido en ese gas, es decir, el número de Mach de flujo es menor que 0.3. La velocidad del sonido en el aire a la temperatura ambiente es de 346 m/s. Por lo tanto, se pueden despreciar los efectos de la compresibilidad del aire a velocidades por debajo de 100 m/s.

d. Flujo laminar en comparación con el turbulento. Algunos flujos son suaves y ordenados, mientras que otros son más bien caóticos. El movimiento intensamente ordenado de un fluido, caracterizado por líneas suaves de corriente, se llama laminar. El flujo de los fluidos de alta viscosidad, como los aceites a bajas velocidades, es típicamente laminar. El movimiento intensamente desordenado de un fluido que por lo general ocurre a velocidades elevadas, caracterizado por fluctuaciones en la velocidad, se llama turbulento. El flujo de fluidos de baja viscosidad, como el aire a altas velocidades, es típicamente turbulento. El régimen de flujo influye con intensidad en las velocidades de la transferencia de calor y la potencia requerida para el bombeo.

e. Flujo natural (o no forzado) en comparación con el forzado. Se dice que el flujo de un fluido es natural o forzado dependiendo de manera en que se inicia el movimiento del mismo. En el flujo forzado un fluido se fuerza a fluir sobre una superficie o en un tubo por medios externos, como una bomba o un ventilador. En los flujos naturales cualquier movimiento del fluido se debe a un medio natural, como el efecto de flotación, el cual se manifiesta como la subida del fluido más caliente (y, por tanto, más ligero) y la caída del más frío (y, por tanto, más denso). Este efecto de termosifón es de uso común para reemplazar a las bombas en los sistemas de calentamiento solar del agua, colocando el tanque de agua suficientemente arriba de los colectores solares.

f. Flujo interno en comparación con el no estacionario (transitorio). En ingeniería se usan con frecuencia los términos estacionario estable y uniforme y, como consecuencia, es importante entender con claridad sus significados. El término estacionario o estable implica que no hay cambio con el tiempo. Lo opuesto a lo estacionario es lo no estacionario o transitorio. Sin embargo, el término uniforme implica que no hay cambio con el lugar sobre una región específica.

Muchos aparatos, como las turbinas, los compresores, las calderas, los condensadores y los intercambiadores de calor, operan durante largos periodos en las mismas condiciones y se clasifican como aparatos de flujo estacionario. Durante el flujo estacionario, las propiedades del fluido pueden cambiar de punto a punto dentro de un aparato pero, en cualquier punto fijo, permanecen constantes.

g. Flujos unidimensionales, bidimensionales y tridimensionales. La mejor manera de caracterizar un campo de flujo es por la distribución de velocidades y, de este modo, se dice que un flujo es unidimensional, bidimensional o tridimensional si su velocidad varía en una, dos o tres dimensiones primarias. Un típico flujo del fluido comprende una configuración geométrica tridimensional y la velocidad puede variar en las tres dimensiones dando lugar al flujo tridimensional. Sin embargo, la variación de la velocidad en cierta dirección puede ser pequeña en relación con la que existe en otras direcciones y se puede ignorar con error despreciable. En esos casos, el flujo se puede considerar de manera conveniente como unidimensional o bidimensional, lo que es más fácil de analizar.

Cuando se descartan los efectos de entrada, el flujo del fluido en un tubo circular es unidimensional, ya que la velocidad varía en la dirección radial pero no en las direcciones angular o axial. Es decir, el perfil de velocidades es el mismo en cualquier ubicación axial  $z$  y es simétrico con respecto al eje del tubo. Nótese que incluso en este flujo más simple, la velocidad no puede ser uniforme a través de la sección transversal del tubo en virtud de la condición de no resbalamiento. No obstante, por conveniencia en los cálculos, se puede suponer que la velocidad es constante y, por consiguiente, uniforme en una sección transversal. El flujo del fluido en un tubo suele aproximarse como flujo unidimensional uniforme.

6. Capa límite de la Velocidad. Considere el flujo paralelo de un fluido sobre una placa plana. Las superficies que están contorneadas de manera ligera, como los álabes de las turbinas, también se pueden considerar como placas planas con precisión razonable. La coordenada  $x$  se mide a lo largo de la superficie de la placa, desde el borde de ataque de esta última, en la dirección del flujo y la  $y$  se mide desde esa superficie, en la dirección perpendicular. El fluido se aproxima a la placa en la dirección  $x$  con una velocidad uniforme de corriente superior  $V$ , la cual es prácticamente idéntica a la velocidad  $u_{\infty}$  de la corriente libre sobre la placa, lejos de la superficie (éste no sería el caso para el flujo cruzado sobre objetos romos, como un cilindro).

En beneficio de la discusión, se puede considerar que el fluido consta de capas adyacentes apiladas una sobre la otra. La velocidad de las partículas en la primera capa de fluido adyacente a la placa se vuelve cero debido a la condición de no resbalamiento. Esta capa inmóvil retarda las partículas de la capa vecina como resultado de la fricción de las partículas de ambas capas adjuntas que tienen velocidades diferentes. Esta última capa retarda las moléculas de la capa siguiente, y así sucesivamente. Por tanto, la presencia de la placa se siente hasta cierta distancia normal  $\delta$  a partir de ella, más allá de la cual la velocidad  $u_{\infty}$  de la corriente libre permanece esencialmente inalterada. Como resultado, la componente  $x$  de la velocidad del fluido,  $u_{\infty}$  variará desde 0, en  $y = 0$ , hasta casi  $u_{\infty}$  en  $y = \delta$ .

La región del flujo arriba de la placa y limitada por  $\delta$ , en la cual se sienten los efectos de las fuerzas cortantes viscosas causadas por la viscosidad del líquido se llama capa límite de la velocidad. El espesor de la capa límite,  $\delta$ , por lo común

se define como la distancia y tomada desde la superficie, a partir de la cual  $u = 0.99u_{\infty}$ .

La recta hipotética de  $u = 0.99u_{\infty}$  divide el flujo sobre una placa en dos regiones: la región de la capa límite, en la cual los efectos viscosos y los cambios de la velocidad son significativos, y la región del flujo no viscoso, en la cual los efectos de la fricción son despreciables y la velocidad permanece esencialmente constante.

7. Capa límite térmica. Se ha visto que se desarrolla una capa límite de la velocidad de ésta, es decir, la velocidad cero en relación con la superficie. Asimismo, la velocidad. Considere el flujo paralelo de un fluido sobre una placa plana. se define la capa límite de la velocidad como la región en la cual la velocidad del fluido varía desde cero hasta  $0.99u_{\infty}$ . De modo semejante, se desarrolla una capa límite térmica cuando un fluido a una temperatura específica fluye sobre una superficie que está a una temperatura diferente.

Considere el flujo de un fluido a una temperatura uniforme de  $T_{\infty}$  sobre una placa plana isotérmica a la temperatura  $T_s$ . Las partículas de fluido en la capa adyacente a la superficie alcanzarán el equilibrio térmico con la placa y tomarán la temperatura superficial  $T_s$ . Entonces, estas partículas de fluido intercambiarán energía con las partículas que están en la capa de fluido adjunta, y así sucesivamente. Como resultado, se desarrollará un perfil de temperaturas en el campo de flujo que va desde  $T_s$  en la superficie, hasta  $T_{\infty}$  suficientemente lejos de ésta. La región del flujo sobre la superficie en la cual la variación de la temperatura en la dirección normal a la superficie es significativa es la capa límite térmica. El espesor de la capa límite térmica  $\delta$ , en cualquier lugar a lo largo de la superficie se define como la distancia, desde la superficie, a la cual la diferencia de temperatura  $T - T_s$  es igual a  $0.99(T_{\infty} - T_s)$ . Nótese que para el caso especial de  $T_s = 0$ , se tiene  $T = 0.99T_{\infty}$  en el borde exterior del límite térmico, lo cual es análogo a  $u = 0.99u_{\infty}$  para la capa límite de la velocidad.

El espesor de la capa límite térmica aumenta en la dirección del flujo, ya que, corriente más abajo, se sienten los efectos de la transferencia de calor a distancias más grandes de la superficie.

La velocidad de la transferencia de calor por convección en cualquier parte a lo largo de la superficie está relacionada directamente con el gradiente de temperatura en ese lugar. Por lo tanto, la forma del perfil de temperaturas en la capa límite térmica impone la transferencia de calor por convección entre la superficie sólida y el fluido que fluye sobre ella. En el flujo sobre una superficie calentada (o enfriada), tanto la capa límite de la velocidad como la térmica se desarrollarán en forma simultánea. Dado que la velocidad del fluido tendrá una fuerte influencia sobre el perfil de temperaturas, el desarrollo de la capa límite de la velocidad en relación con la térmica tendrá un fuerte efecto sobre la transferencia de calor por convección.

a. Número de Prandtl. La mejor manera de describir el espesor relativo de las capas límite de velocidad y térmica es por medio del parámetro número de Prandtl adimensional, definido como

$$\text{Pr} = \frac{\text{Difusividad molecular de la cantidad de movimiento}}{\text{Difusividad molecular del calor}}$$
$$= \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k}$$

(Ecuación 29)

Los números de Prandtl de los fluidos van desde menos de 0.01 para los metales líquidos, hasta más de 100 000 para los aceites pesados. Nótese que el número de Prandtl es del orden de 10 para el agua.

Los números de Prandtl para los gases son de alrededor de 1, lo cual indica que tanto la cantidad de movimiento como el calor se disipan a través del fluido a más o menos la misma velocidad. El calor se difunde con mucha rapidez en los metales líquidos y con mucha lentitud en los aceites en relación con la cantidad de movimiento. Como consecuencia, la capa límite térmica es mucho más gruesa para los metales líquidos y mucho más delgada para los aceites, en relación con la capa límite de la velocidad.

8. Flujo laminar y turbulento. Una inspección cuidadosa del flujo en un tubo revela que, a bajas velocidades, es lineal pero se vuelve caótico conforme se incrementa la velocidad por encima de un valor crítico. En el primer caso, se dice que el régimen de flujo es laminar, caracterizado por líneas suaves de corriente y un movimiento intensamente ordenado, y en el segundo caso, turbulento, donde se caracteriza por fluctuaciones de la velocidad y movimiento intensamente desordenado. La transición de flujo laminar a turbulento no ocurre de manera súbita, se lleva a cabo sobre alguna región en la cual el flujo fluctúa entre laminar y turbulento antes de volverse por completo turbulento.

Se puede verificar la existencia de estos regímenes de flujo laminar, de transición y turbulento al inyectar una vena de tintura en el flujo en un tubo de vidrio, como lo hizo el científico británico Osborn Reynolds (1842-1912) hace más de un siglo. Se observará que la vena de tintura formará una línea recta y suave a bajas velocidades, cuando el flujo es laminar (es posible que se vea un tanto borrosa debido a la difusión molecular) tendrá ráfagas de fluctuaciones en el régimen de transición y zigzagueará con rapidez y de manera aleatoria cuando el flujo se vuelve por completo turbulento. Estas trayectorias en zigzag y la dispersión de la tintura son indicativas de las fluctuaciones en el flujo principal y el mezclado rápido de las partículas de fluido de capas adyacentes.

El perfil de velocidades es aproximadamente parabólico en el flujo laminar y se vuelve más aplanado en el turbulento, con una caída brusca cerca de la superficie. Se puede considerar que la capa límite turbulenta consta de tres subcapas. La más delgada cercana a la pared, donde los efectos viscosos son dominantes, es la subcapa laminar. En esta capa, el perfil de velocidades es casi lineal y el flujo es lineal. Enseguida de la subcapa laminar está la capa amortiguadora, en la cual los efectos turbulentos son significativos pero no dominantes de los efectos de difusión, y a continuación está la capa turbulenta, en la cual dominan los efectos turbulentos.

El mezclado intenso del fluido en el flujo turbulento, como resultado de las fluctuaciones rápidas, mejora la transferencia del calor y de la cantidad de movimiento entre las partículas de ese fluido, lo cual incrementa la fuerza de fricción sobre la superficie y la velocidad de la transferencia de calor por convección. También causa que se agrande la capa límite. Tanto el coeficiente de fricción como el de transferencia de calor alcanzan sus valores máximos cuando el flujo se vuelve por completo turbulento. De modo que no causará sorpresa que se realice un esfuerzo especial en el diseño de los coeficientes de transferencia de calor asociados con el flujo turbulento. Sin embargo, el mejoramiento de la transferencia de calor en el flujo turbulento no es libre. Es posible que sea necesario usar una bomba más grande para vencer las fuerzas de fricción más grandes que vienen acompañando a la velocidad más alta de la transferencia de calor.

9. Número de Reynolds. La transición de flujo laminar a turbulento depende de la configuración geométrica de la superficie, de su aspereza, de la velocidad de la corriente libre, de la temperatura de la superficie y del tipo de fluido, entre otras cosas. El régimen de flujo depende principalmente de la razón de las fuerzas de inercia con respecto a las fuerzas viscosas en el fluido. Esta razón se conoce como número de Reynolds, el cual es una cantidad adimensional y, para el flujo externo, se expresa como

$$\text{Re} = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Difusividad viscosas}} = \frac{VL_c}{\nu} = \frac{\rho VL_c}{\mu} \quad (\text{Ecuación 30})$$

donde V es la velocidad corriente superior, equivalente a la velocidad de la corriente libre  $u_\infty$  para una placa plana,  $L_c$  es la longitud característica de la configuración geométrica y  $\nu = \mu/\rho$  es la viscosidad cinemática del fluido. Para una placa plana, la longitud característica es la distancia x desde el borde de ataque. Nótese que la viscosidad cinemática tiene la unidad de  $\text{m}^2/\text{s}$ , que es idéntica a la de la difusividad térmica, y se puede concebir como la difusividad viscosa o la difusividad para la cantidad de movimiento.

En los números grandes de Reynolds las fuerzas de inercia, que son proporcionales a la densidad y a la velocidad del fluido, son grandes en relación con las fuerzas viscosas y, por tanto, estas últimas no pueden impedir las fluctuaciones aleatorias

y rápidas de ese fluido. Sin embargo, en los números pequeños de Reynolds las fuerzas viscosas son suficientemente grandes como para vencer a las de inercia y mantienen al fluido en línea. Por consiguiente, en el primer caso el flujo es turbulento y en el segundo es laminar.

El número de Reynolds en el cual el flujo se vuelve turbulento se llama número crítico de Reynolds. El valor de este número crítico es diferente para configuraciones geométricas diferentes. Para el flujo sobre una placa plana, el valor aceptado en general del número crítico de Reynolds es  $Re_{cr} = Vx_{cr}/\nu = u_{\infty}x_{cr}/\nu = 5 \times 10^5$  donde  $x$ , es la distancia desde el borde de ataque de la placa a la cual ocurre la transición de flujo laminar a turbulento. No obstante, el valor de  $Re_{cr}$  puede cambiar de manera sustancial dependiendo del nivel de turbulencia en la corriente libre.

10. Flujo turbulento en tubos. Al principio se mencionó que el flujo en los tubos lisos es completamente turbulento para  $Re > 10\,000$ . El flujo turbulento se utiliza de manera común en la práctica debido a los coeficientes más altos de transferencia de calor asociados con él. La mayor parte de las correlaciones para los coeficientes de fricción y de transferencia de calor en el flujo turbulento se basan en estudios experimentales debido a la dificultad para tratar en forma teórica con este tipo de flujo.

Para los tubos lisos, el factor de fricción en el flujo turbulento se puede determinar a partir de la primera ecuación de Petukhov explícita [Petukhov (1970), Ref. 21], dada como

$$\text{Tubos lisos: } f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2}$$

donde  $10^4 < Re < 10^6$ .

(Ecuación 31)

El número de Nusselt en el flujo turbulento está relacionado con el factor de fricción a través de la analogía de Chilton-Colburn, expresada como

$$Nu = 0.125 / Re Pr^{1/3} \quad (\text{Ecuación 32})$$

Una vez que se cuenta con el factor de fricción, se puede usar esta ecuación de manera conveniente con el fin de evaluar el número de Nusselt tanto para los tubos lisos como para los ásperos.

Para el flujo turbulento completamente desarrollado en tubos lisos, se puede obtener una relación simple para el número de Nusselt al sustituir en la ecuación 32 de la simple relación de la ley de potencia  $f = 0.184 Re^{-0.2}$  para el factor de fricción. Esto da

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad \left( \begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ Re > 10000 \end{array} \right) \quad \text{(Ecuación 33)}$$

la cual se conoce como ecuación de Colburn. Se puede mejorar la precisión de esta ecuación al modificarla como

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad \text{(Ecuación 34)}$$

donde  $n = 0.4$  para el calentamiento y  $0.3$  para el enfriamiento del fluido que fluye por el tubo. Esta ecuación se conoce como ecuación de Dittus-Boelter [Dittus y Boelter (1930), Ref. 6] y se prefiere a la de Colburn.

Las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura media de la masa de éste,  $T_b = (T_i + T_e)/2$ . Cuando la diferencia de temperatura entre el fluido y la pared es muy grande, puede ser necesario usar un factor de corrección para tomar en cuenta las viscosidades diferentes cerca de la pared y en el centro del tubo.

Las longitudes de entrada para el flujo turbulento son típicamente cortas, a menudo sólo de 10 diámetros de tubo de largo y, por tanto, se puede usar de manera aproximada el número de Nusselt determinado para el flujo turbulento completamente desarrollado para todo el tubo. Este simple procedimiento proporciona resultados razonables para la caída de presión y la transferencia de calor, en el caso de tubos largos, y resultados conservadores para los tubos cortos. Para obtener una mayor exactitud, en la literatura se dispone de correlaciones para los coeficientes de fricción y de transferencia de calor para las regiones de entrada.

## B. Desempeño de los sistemas de refrigeración.

El desempeño instantáneo de cualquier sistema de refrigeración, cuando se utiliza para propósitos de enfriamiento, se expresa en términos del coeficiente de desempeño de enfriamiento (COP, por sus siglas en inglés)

$$COP = \frac{\text{efecto}_{\text{refrigerante}}_{\text{útil}}}{\text{entrada}_{\text{neta}}_{\text{de}}_{\text{energía}}} \quad \text{(Ecuación 35)}$$

El COP, es una cantidad adimensional, que puede expresarse como un número puro. Es común expresar el desempeño de los sistemas en términos dimensionales, Btu/(W-hr), como la razón de eficiencia de energía (EER, por sus siglas en inglés). Puesto que  $3.412 \text{ Btu} = 1.0 \text{ W-hr}$ , una EER de 10.0 equivaldría a un  $COP_c$  de  $10.0/3.412 = 2.93$ . El desempeño previsto de un dispositivo refrigerante, a lo largo de una estación promedio, en ocasiones se denomina razón de eficiencia

estacional de energía (SEER, por sus siglas en inglés), la cual también se expresa en Btu/(W-hr).

En ocasiones es conveniente tasar los sistemas de refrigeración en términos de sus requerimientos de potencia por tonelada. Para unidades de potencias típicas, por lo general esto se expresa así:

$$hp/ton = \frac{12000 \text{ Btu}/(ton - hr)}{(COP)[2545 \text{ Btu}/hp - hr]} = \frac{4.72}{COP} \quad (\text{Ecuación 36})$$

$$kW/ton = \frac{12000 \text{ Btu}/(ton - hr)}{(COP)[3412 \text{ Btu}/kW - hr]} = \frac{3.52}{COP} \quad (\text{Ecuación 37})$$

El concepto de ciclo termodinámicamente reversible es útil cuando se estudia el desempeño de los ciclos de refrigeración. Dos características importantes de un ciclo reversible son las siguientes:

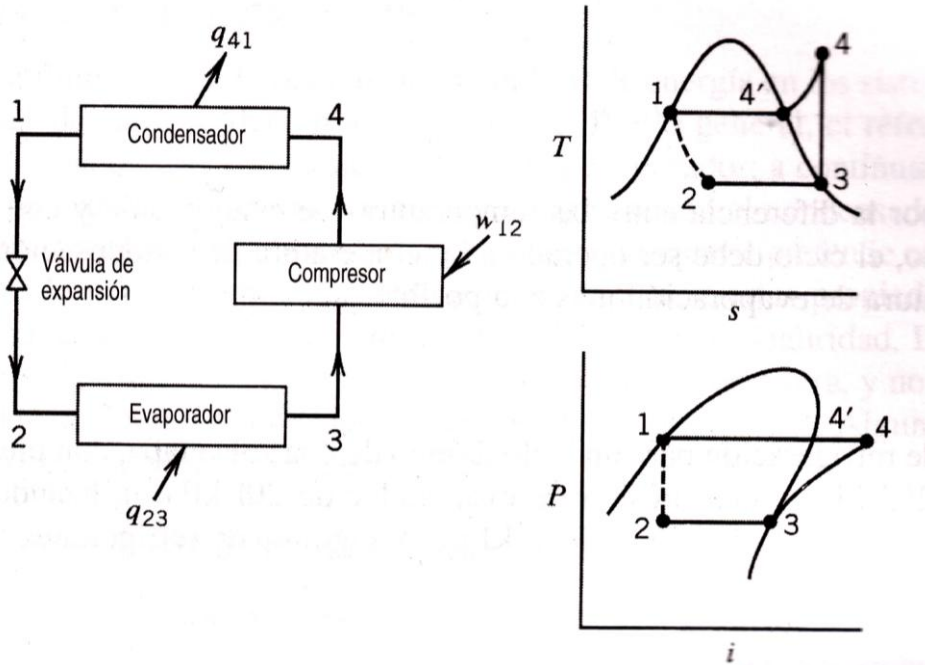
- Ningún ciclo de refrigeración puede tener un coeficiente de desempeño más alto que el de un ciclo reversible que opera entre las mismas temperaturas de la fuente y el sumidero.
- Todos los ciclos de refrigeración reversibles que operan entre las mismas temperaturas de la fuente y el sumidero tienen coeficientes de desempeño idénticos.

El ciclo reversible más conveniente o ideal es el ciclo de refrigeración de Carnot, que consiste en dos procesos isotérmicos y dos procesos adiabáticos. Debido a la característica 2 enlistada anteriormente, no necesita especificarse un medio de trabajo en particular. Observe que en el ciclo de refrigeración de Carnot toda la absorción de calor tiene lugar a la temperatura inferior  $T_e$  (evaporador), en el proceso 2-3, a temperatura constante, y toda la expulsión de calor es a la temperatura mayor  $T_c$  (condensador), en el proceso 4-1.

1. Ciclo teórico de compresión de una sola etapa. En la figura 5 se muestra un esquema del ciclo teórico de compresión del vapor en una sola etapa. En la misma figura se muestran los procesos termodinámicos para este ciclo teórico tanto en diagramas de temperatura-entropía como de presión-entalpía. Aun cuando es práctico y simple, este ciclo tiene dos características que le impiden tener un coeficiente de desempeño tan alto como el ciclo de Carnot discutido anteriormente. La primera es el hecho de que el flujo a través de la válvula de expansión, proceso 1-2, es un proceso de estrangulamiento irreversible en el que se pierde la oportunidad de producir trabajo útil. La segunda característica no ideal es que el proceso de expulsión del calor, proceso 4-1, no ocurre a una temperatura constante. En la sección 15.4 se verá que incluso este ciclo no ideal no es una realidad práctica. No obstante, es simple, tiene rasgos útiles y puede modificarse para que se parezca bastante a los sistemas reales. Por estas razones, el ciclo que se muestra en la figura 15-2 constituye un buen modelo

para comprender las características básicas de los sistemas de compresión de vapor.

Figura 5  
Esquema del ciclo teórico de compresión del vapor en una sola etapa



Se da por supuesto que el refrigerante que entra al compresor es vapor saturado seco a la presión del evaporador. Éste es un buen lugar para comenzar un análisis, debido a que permite determinar fácilmente todas las propiedades del fluido. También se da por supuesto que el proceso de compresión 3-4 es reversible y adiabático y, por lo tanto, isentrópico, y que continúa hasta que alcanza la presión de condensador. El punto 4 está, obviamente, en la región del vapor sobrecalentado. En el proceso 4-1, que tiene lugar a presión constante, la temperatura del vapor decrece hasta que alcanza la condición de vapor saturado en 4'. Entonces el proceso es a temperatura y a presión constantes durante la condensación de 4'a 1. En el punto 1 el refrigerante sale del condensador como un líquido saturado, y a continuación se expande a través de una válvula de estrangulación, donde ocurre una evaporación parcial cuando la presión disminuye a través de la válvula. El proceso de estrangulación 1-2 es irreversible y viene acompañado con un incremento en la entropía. En un proceso de estrangulación, la entalpía a la salida y la entalpía a la entrada son iguales. Para determinar el coeficiente de desempeño debe determinarse el efecto refrigerante útil y la entrada neta de energía.

## v. Componentes y disposición del sistema de enfriamiento

Actualmente el Hipoclorito de Sodio, circulando a un flujo de aproximadamente 0.68 l/s, es enfriado por agua a través de un intercambiador de calor de placas semi-soldadas, marca Alfa Laval, modelo M10-BW. Las placas están hechas de titanio, material resistente a la naturaleza agresiva del hipoclorito; su capacidad máxima nominal es de 50 Kg/s, la cual está muy por arriba del requerimiento: unos 0.8 Kg/s a una densidad típica del producto de 1.192 Kg/l. El hipoclorito entra a una temperatura promedio de 60° C y sale a 24° C, mientras que el agua entra a aproximadamente 22° C ( $T_E$ ) y sale a 28° C ( $T_F$ ).

El agua que sale del intercambiador de calor se conduce por medio de una tubería de PVC de 4 pulgadas de diámetro aislada hasta el tanque receptor. Este tanque tiene una capacidad de 1100 litros, está hecho de plástico y posee aislamiento térmico adicional.

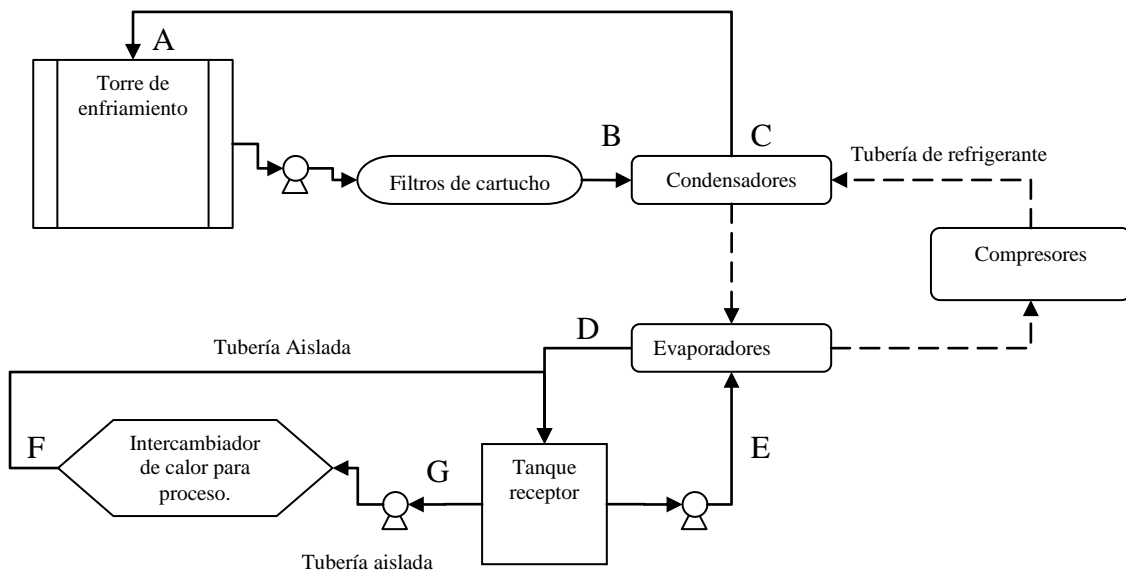
En este tanque confluye también el agua proveniente de los evaporadores del sistema de Chillers y entra a una temperatura de 15° C ( $T_D$ ). Aquí se mezclan ambos flujos y la mezcla presenta una temperatura de entre 21 y 22° C ( $T_G$  y  $T_E$ ). Esta mezcla es conducida en una línea nuevamente hacia los evaporadores y en otra línea hacia el intercambiador de calor del proceso. En cada línea el trabajo es realizado por dos bombas de 10 HP respectivamente, las cuales presentan condiciones de operación dentro de especificaciones y cuyas presiones son reguladas para que ambas desarrollen el mismo caudal, independientemente de las alturas de cabeza respectivas.

El sistema de Chillers consta de seis compresores recíprocos Copeland, modelo 4RH1-2500-TSK de 25 HP, con una capacidad de 248,500 Btu/h cada uno, y como condensadores y evaporadores, intercambiadores de calor de placas marca SWEP, modelo B120T, con una capacidad de flujo máxima de 25 m<sup>3</sup>/h es decir aproximadamente 110 GPM.

Los condensadores del sistema expulsan el calor hacia el agua, y esta es conducida en una tubería de PVC de 4 pulgadas hacia la torre de enfriamiento de tiro inducido marca Baltimore, Modelo VTL 171-L, la cual posee una capacidad de 171 toneladas nominales de enfriamiento. El agua entra a una temperatura promedio de 40° C ( $T_A$ ) y sale a 35° C ( $T_B$ ).

Una bomba de 10 HP transfiere el agua desde la torre de enfriamiento hasta los condensadores, haciéndola pasar primero por una batería de filtros de cartucho para remover posibles impurezas sólidas adquiridas a su paso por el circuito.

Figura 6  
Sistema de enfriamiento a través de un intercambiador de calor de placas semi-soldadas



## A. Análisis termodinámico del sistema actual:

### Punto A

- $T_A = 40^\circ \text{C}$
- $h_A = 167.57 \text{ KJ/Kg}$

### Punto B

- $T_B = 35^\circ \text{C}$
- $h_B = 146.68 \text{ KJ/Kg}$

### Punto C

Dado que en el punto C no existe dispositivo alguno que permita calcular la temperatura del líquido a la salida de los condensadores, esta deberá obtenerse en base al concepto de resistencias térmicas.

El sistema presenta inicialmente la resistencia por convección entre el líquido que fluye dentro de la tubería, luego la resistencia por conducción a través del material del tubo y finalmente en paralelo, las resistencias por radiación y por convección entre la superficie exterior del tubo y el aire en la atmósfera:

Resistencia por convección interna:  $R_{\text{int}} = \frac{1}{h_{\text{int}} \cdot A_{\text{int}}}$

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección en el interior de la tubería de 4" se utiliza la ecuación de Dittus-Boelter. En primer lugar se necesita hallar la velocidad media del agua y el número de Reynolds:

Áreas interior, exterior y transversal de la tubería:

$$A_{\text{int}} = \pi \times d_{\text{int}} \times L = \pi \times 0.1016\text{m} \times 33\text{m} = 10.5331\text{m}^2$$

$$A_{\text{ext}} = \pi \times d_{\text{ext}} \times L = \pi \times 0.1096\text{m} \times 33\text{m} = 11.3625\text{m}^2$$

$$A_{\text{transversal}} = \frac{\pi}{4} \times d_{\text{int}}^2 = \frac{\pi}{4} (0.1016\text{m})^2 = 8.1073 \times 10^{-3} \text{m}^2$$

$$h_{\text{rad}} = \varepsilon \sigma (T_{\text{ext}}^2 + T_{\infty\text{ext}}^2) (T_{\text{ext}} + T_{\infty\text{ext}})$$

Propiedades del agua a 40° C:

$$\rho = 990.1 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\kappa = 0.637 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{0.596 \times 10^{-3} \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}}{990.1 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} = 0.602 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$C_p = 4180 \frac{\text{J}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\text{Pr} = 3.91$$

Propiedades del aire a temperatura de película:

$$T_f = \frac{(T_{\text{ext}} + T_{\infty\text{ext}})}{2} = \frac{(39^\circ\text{C} + 26^\circ\text{C})}{2} = 32.5^\circ\text{C}$$

$$\kappa = 0.02607 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\text{Pr} = 0.7275$$

$$\nu = 1.632 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\beta = \frac{1}{305.5\text{K}}$$

Resistencias térmicas:

$$R_{\text{int}} = \frac{1}{h_{\text{int}} \cdot A_{\text{int}}}$$

$$R_{tubo} = \frac{\ln\left(\frac{d_{ext}}{d_{int}}\right)}{2\pi L k_{tubo}}$$

$$R_{ext} = \frac{1}{h_{ext} \cdot A_{ext}}$$

$$R_{rad} = \frac{1}{h_{rad} \cdot A_{ext}}$$

$$v_m = \frac{\dot{V}}{A_{transversal}} = \frac{0.56775 \frac{m^3}{min}}{8.1073 \times 10^{-3} m^2} = 70.029 \frac{m}{min} = 1.1672 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{v_m \cdot d_{int}}{\nu} = \frac{(1.1672 \frac{m}{s})(0.1016m)}{0.602 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}} = 196989$$

El número de Reynolds correspondiente es mayor a 10000. Por lo tanto, el flujo es turbulento y aproximadamente la longitud de entrada es:

$$L_h \approx L_t \approx 10D = 10(0.1016m) = 1.016m$$

Esta longitud es mucho menor que la longitud total del tubo. Por lo tanto se puede suponer que se tiene flujo turbulento completamente desarrollado en todo el tubo y se determina el número de Nusselt con la expresión:

$$Nu = \frac{h_{int} \cdot d_{int}}{\kappa} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} = 0.023(196989)^{0.8} (3.91)^{0.3} = 595.6$$

entonces,

$$h_{int} = \frac{\kappa}{d_{int}} Nu = \frac{0.637 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}{0.1016m} (595.6) = 3734 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Por lo que la resistencia por convección interna da como resultado:

$$R_{int} = \frac{1}{h_{int} \cdot A_{int}} = \frac{1}{\left(3734 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right) (10.5331m^2)} = 2.542 \times 10^{-5} \frac{^\circ C}{W}$$

Resistencia por conducción: 
$$R_{tubo} = \frac{\ln\left(\frac{d_{ext}}{d_{int}}\right)}{2\pi L k_{tubo}}$$

$$R_{tubo} = \frac{\ln\left(\frac{0.1096m}{0.1016m}\right)}{2\pi(33m)\left(0.15\frac{W}{m^{\circ}C}\right)} = 0.002437\frac{^{\circ}C}{m}$$

Resistencia por convección externa:  $R_{ext} = \frac{1}{h_{ext} \cdot A_{ext}}$

Para obtener el coeficiente de convección externa se deben determinar primero las propiedades del aire a temperatura de película:

$$T_f = \frac{(T_{ext} + T_{\infty ext})}{2} = \frac{(39^{\circ}C + 26^{\circ}C)}{2} = 32.5^{\circ}C$$

$$\kappa = 0.02607\frac{W}{m^{\circ}C}$$

$$Pr = 0.7275$$

$$\nu = 1.632 \times 10^{-5}\frac{m^2}{s}$$

$$\beta = \frac{1}{305.5K}$$

En este caso la longitud característica es el diámetro exterior del tubo,  $L_c = D = 0.1096\text{ m}$ . Entonces el número de Rayleigh queda como

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_{ext} - T_{\infty ext})D^3}{\nu^2} Pr = \frac{(9.81\frac{m}{s^2})\left(\frac{1}{305.5K}\right)(39K - 26K)(0.1096m)^3}{(1.632 \times 10^{-5}\frac{m^2}{s})^2} (0.7275) = 1.501 \times 10^6$$

Así pues, se puede determinar el número de Nusselt en la convección natural a partir de la ecuación:

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387Ra_D^{1/6}}{\left[1 + (0.559/Pr)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 = \left\{ 0.6 + \frac{0.387(1.501 \times 10^6)^{1/6}}{\left[1 + (0.559/0.7275)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 = 18.78$$

De manera que la resistencia por convección externa queda como:

$$R_{ext} = \frac{1}{h_{ext} \cdot A_{ext}} = \frac{1}{(4.467\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C})(11.3625m^2)} = 0.019702\frac{^{\circ}C}{W}$$

Resistencia por radiación:  $R_{rad} = \frac{1}{h_{rad} \cdot A_{ext}}$

$$h_{rad} = \frac{\dot{Q}_{rad}}{A_s(T_s - T_{alred})} = \varepsilon\sigma(T_{ext}^2 + T_{\infty ext}^2)(T_{ext} + T_{alred})$$

$$h_{rad} = (0.9) \left( 5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right) \left[ (312K)^2 + (299K)^2 \right] \left[ (312K) + (299K) \right] = 5.823 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

De manera que la resistencia por convección externa queda como:

$$R_{rad} = \frac{1}{h_{rad} \cdot A_{ext}} = \frac{1}{\left( 5.823 \frac{W}{m^2 \cdot K} \right) (11.3625 m^2)} = 0.015114 \frac{^\circ C}{W}$$

Dado que las resistencias por convección y radiación están en paralelo, la resistencia total queda como:

$$R_{Total} = \sum R_n = R_{int} + R_{tubo} + \left( \frac{1}{R_{ext}} + \frac{1}{R_{rad}} \right)^{-1} =$$

$$\left( 2.542 \times 10^{-5} \frac{^\circ C}{W} \right) + \left( 0.002437 \frac{^\circ C}{m} \right) + \left( \frac{1}{0.019702 \frac{^\circ C}{W}} + \frac{1}{0.015114 \frac{^\circ C}{W}} \right)^{-1} = 0.011015 \frac{^\circ C}{W}$$

asimismo la resistencia entre la superficie del tubo y la atmósfera será igual a la suma de los efectos de la resistencia por convección y radiación, y la podemos llamar  $R_{Subtotal}$ :

$$R_{Subtotal} = \left( \frac{1}{R_{ext}} + \frac{1}{R_{rad}} \right)^{-1} = \left( \frac{1}{0.019702 \frac{^\circ C}{W}} + \frac{1}{0.015114 \frac{^\circ C}{W}} \right)^{-1} = 0.008553 \frac{^\circ C}{W}$$

De manera que la transferencia unidimensional de calor a través del sistema puede expresarse como:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty int} - T_{\infty ext}}{R_{Total}} = \frac{T_{ext} - T_{\infty ext}}{R_{Subtotal}}$$

$$\Leftrightarrow T_{\infty int} = \left[ \left( \frac{T_{ext} - T_{\infty ext}}{R_{Subtotal}} \right) \times R_{Total} \right] + T_{\infty ext} = \left[ \left( \frac{39^\circ C - 26^\circ C}{0.008553 \frac{^\circ C}{W}} \right) \times 0.011015 \frac{^\circ C}{W} \right] + 26^\circ C = 42.74^\circ C$$

De manera que la temperatura  $T_c$  es igual a  $42.74^\circ C$  lo que significa que a lo largo de la tubería la temperatura del agua el agua baja  $2.74^\circ C$ .

La entalpía en este punto queda entonces como:

- $h_c = 179.01 \text{ KJ/Kg}$

De igual manera se puede calcular la liberación de calor como:

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p \Delta T = \left(9.4625 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right) \left(4.18 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}\right) (2.74^\circ\text{C}) = 108.4 \text{KW}$$

Punto D

- $T_D = 15^\circ\text{C}$
- $h_D = 62.99 \text{ KJ/Kg}$
- $s_D = 0.2245 \text{ KJ/Kg.K}$

Punto E

- $T_E = 21.5^\circ\text{C}$
- $h_E = 90.24 \text{ KJ/Kg}$
- $s_E = 0.3178 \text{ KJ/Kg.K}$

Punto F

- $T_F = 28^\circ\text{C}$
- $h_F = 117.43 \text{ KJ/Kg}$
- $s_F = 0.4091 \text{ KJ/Kg.K}$

Punto G

- $T_G = 21.5^\circ\text{C}$
- $h_G = 90.24 \text{ KJ/Kg}$
- $s_G = 0.3178 \text{ KJ/Kg.K}$

Generación de entropía en la mezcla:

$$\dot{S}_{entra} - \dot{S}_{sale} + \dot{S}_{gen} = \Delta \dot{S}_{sistema}$$

$$\dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_3 s_3 + \dot{S}_{gen} = 0$$

$$\begin{aligned} \dot{S}_{gen} = \dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_2 s_2 &= \left(7.466 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right) \left(0.3178 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot \text{K}}\right) - \left(3.733 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right) \left(0.2245 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot \text{K}}\right) \\ &- \left(3.733 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right) \left(0.4091 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot \text{K}}\right) = 7.466 \frac{\text{W}}{\text{K}} \end{aligned}$$

Generación de entropía en el intercambiador de calor con el proceso:

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}(s_s - s_e) - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} = \left(3.733 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right) \left(0.4091 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}\cdot\text{K}} - 0.3178 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}\cdot\text{K}}\right) - \frac{101.502 \frac{\text{KJ}}{\text{s}}}{315\text{K}} = 18.594 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

Generación de entropía en el evaporador:

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}(s_s - s_e) - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} = \left(3.733 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right) \left(0.2245 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}\cdot\text{K}} - 0.3178 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}\cdot\text{K}}\right) - \frac{-101.502 \frac{\text{KJ}}{\text{s}}}{277\text{K}} = 18.144 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

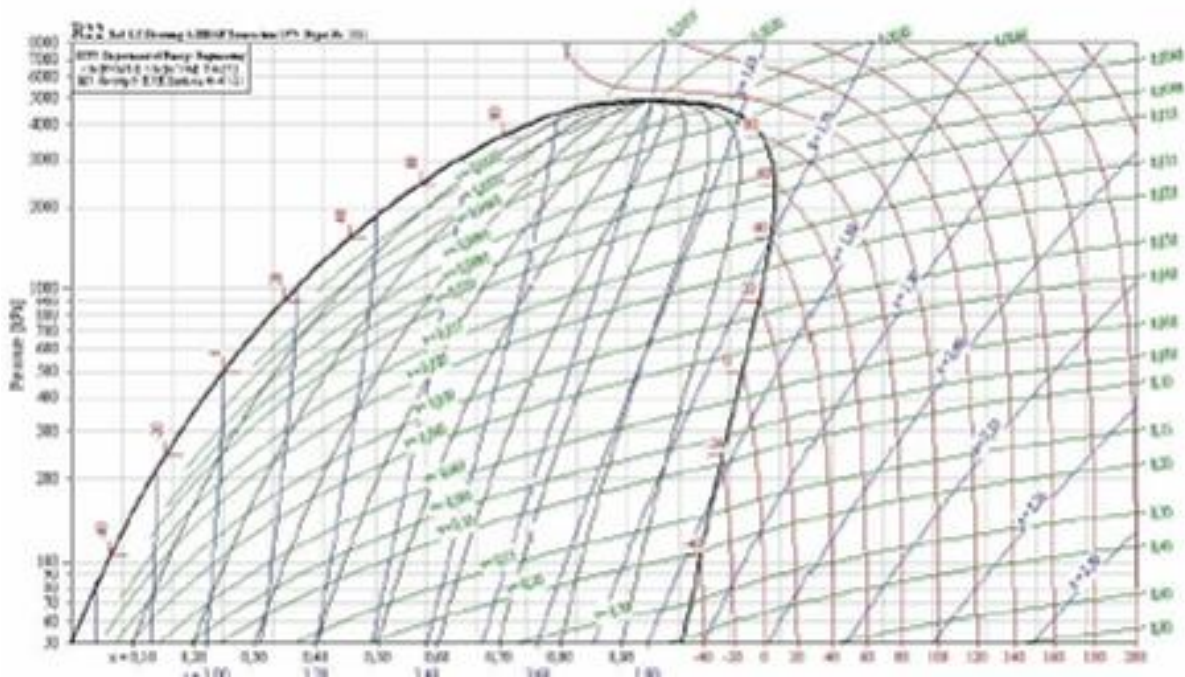
En total la entropía total generada por estos procesos equivale a:

$$\sum \dot{S}_{gen} = 44.204 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

Para obtener el coeficiente de rendimiento de refrigeración actual de los enfriadores centrífugos utilizamos el diagrama de presión-entalpía para el refrigerante R-22, el cual utilizan:

Figura 7

Diagrama de presión-entalpía para el refrigerante R-22



Punto 3:

$$P_3 = 60 \text{ psi} = 413.4 \text{ kPa}$$

Vapor saturado

$$h_3 = 403 \text{ KJ/Kg}$$

$$s_3 = 1.76 \text{ KJ/Kg}\cdot\text{K}$$

Punto 4:

$P_4 = 350 \text{ psi} = 2411.5 \text{ kPa}$   
 $h_4 = 445 \text{ KJ/Kg}$   
 $S_4 = S_3 = 1.76 \text{ KJ/Kg.K}$

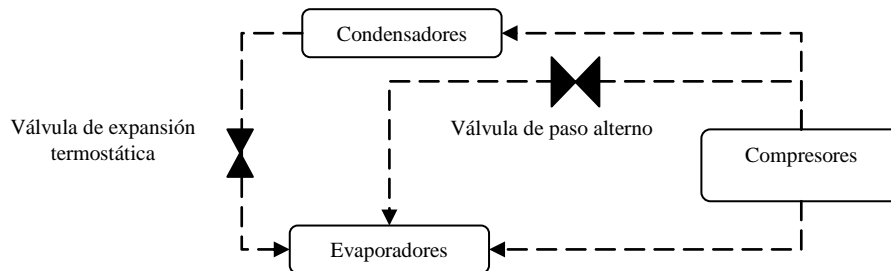
Punto 1:

$P_1 = 350 \text{ psi} = 2411.5 \text{ kPa}$   
Líquido saturado  
 $h_1 = 276 \text{ KJ/Kg}$

De manera que el COP actual se calcula como:

$$COP_{Actual} = \frac{h_3 - h_1}{h_4 - h_3} = 3.02$$

Figura 8  
Diagrama de ubicación de válvulas en el sistema de enfriamiento

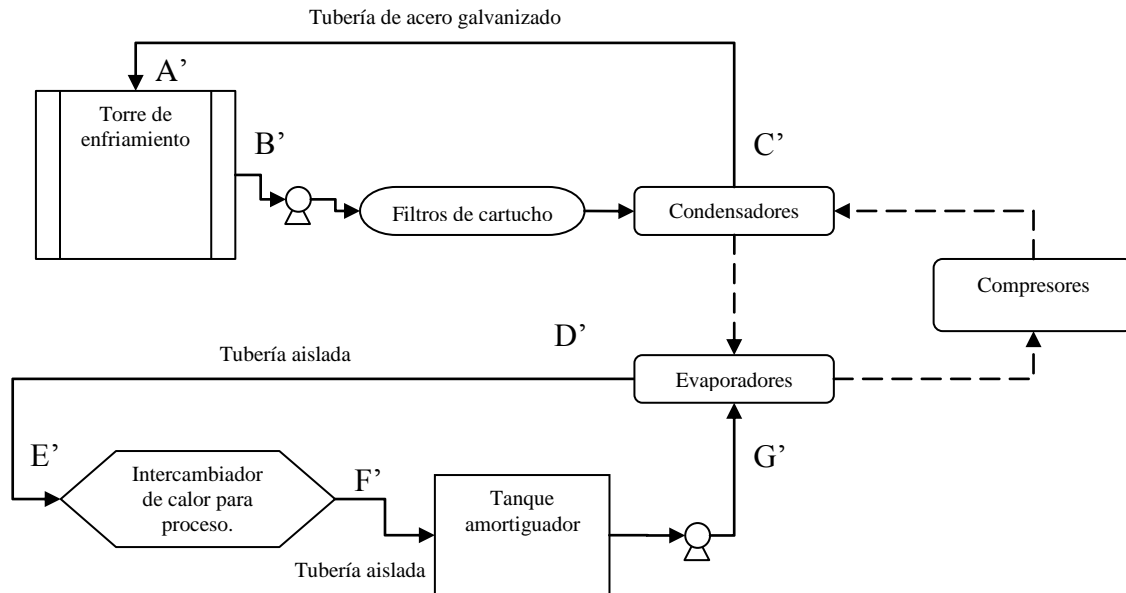


Actualmente los enfriadores poseen una válvula de paso alternativo entre la salida del compresor y el evaporador, esta es controlada electrónicamente y se abre cuando existen condiciones de congelación en el evaporador. No obstante este dispositivo se dañó debido a falta de mantenimiento, y las válvulas han quedado semiabiertas, lo que permite el constante paso de gas caliente hacia los evaporadores, redundando en un decremento en la eficiencia del sistema.

B. Propuesta y análisis termodinámico del nuevo diseño:

Figura 9

Diagrama de la propuesta del nuevo diseño del sistema de enfriamiento de un electrolizador industrial para producción de Hipoclorito de Sodio



Asumimos una temperatura en D idéntica a la del sistema actual 15° C. Dado que la tubería de D a E está aislada, la temperatura en E deberá ser aproximadamente la misma.

Punto D'

- $T_{D'} = 21.5^\circ \text{C}$
- $h_{D'} = 90.24 \text{ KJ/Kg}$
- $s_{D'} = 0.3178 \text{ KJ/Kg.K}$

Punto E'

- $T_{E'} = 21.5^\circ \text{C}$
- $h_{E'} = 90.24 \text{ KJ/Kg}$
- $s_{E'} = 0.3178 \text{ KJ/Kg.K}$

El requerimiento actual de intercambio de calor es de 28.86 Toneladas de Enfriamiento, o 101.502 KJ/s, y suponiendo que el flujo en el sistema inicial se conserva, tenemos que:

$$h_f = \frac{Q}{\dot{m}} + h_i = \frac{101.502 \frac{\text{KJ}}{\text{s}}}{3.73 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}} + 90.24 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = 117.43 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Esto equivale a una temperatura de 28° C.

Punto F'

- $T_{F'} = 28^\circ \text{C}$
- $h_{F'} = 117.43 \text{ KJ/Kg}$
- $s_{F'} = 0.4091 \text{ KJ/Kg.K}$

Punto G'

- $T_{G'} = 28^\circ \text{C}$
- $h_{G'} = 117.43 \text{ KJ/Kg}$
- $s_{G'} = 0.4091 \text{ KJ/Kg.K}$

Asumiendo la misma temperatura en el punto C que el sistema original tenemos que las condiciones en C' quedan como sigue

Punto C'

- $T_{C'} = 42.74^\circ \text{C}$
- $h_{C'} = 179.01 \text{ KJ/Kg}$

Si se coloca una tubería de acero galvanizado a resistencia del tubo varía como sigue:

$$R_{tubo} = \frac{\ln\left(\frac{0.1096m}{0.1016m}\right)}{2\pi(33m)(45.3\frac{W}{m^{\circ}C})} = 8 \times 10^{-6} \frac{\circ C}{m}$$

$$h_{rad} = \frac{\dot{Q}_{rad}}{A_s(T_s - T_{alred})} = \epsilon\sigma(T_{ext}^2 + T_{\infty ext}^2)(T_{ext} + T_{alred})$$

$$h_{rad} = (0.35)\left(5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}\right)\left[(312K)^2 + (299K)^2\right]\left[(312K) + (299K)\right] = 2.265 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

De manera que la resistencia por convección externa queda como:

$$R_{rad} = \frac{1}{h_{rad} \cdot A_{ext}} = \frac{1}{\left(2.265 \frac{W}{m^{\circ}C}\right)(11.3625m^2)} = 0.038865 \frac{\circ C}{W}$$

Por lo tanto la resistencia total quedaría como sigue:

$$R_{Total} = \sum R_n = R_{int} + R_{tubo} + \left( \frac{1}{R_{ext}} + \frac{1}{R_{rad}} \right)^{-1} =$$

$$\left( 2.542 \times 10^{-5} \frac{^{\circ}C}{W} \right) + \left( 8 \times 10^{-6} \frac{^{\circ}C}{m} \right) + \left( \frac{1}{0.019702 \frac{^{\circ}C}{W}} + \frac{1}{0.038865 \frac{^{\circ}C}{W}} \right)^{-1} = 0.013108 \frac{^{\circ}C}{W}$$

Este resultado es mayor al del sistema actual, por lo que parecería que el cambio de tubería es contraproducente, esto debido a el cambio brusco en la emisividad del material. No obstante, esto puede solucionarse fácilmente pintando la tubería con una capa fina de pintura, y así aumente su emisividad sin afectar en gran proporción su conductividad.

Recubriendo el tubo de acero galvanizado con pintura negra:

$$h_{rad} = (0.9) \left( 5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right) \left[ (312K)^2 + (299K)^2 \right] \left[ (312K) + (299K) \right] = 5.823 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

De manera que la resistencia por convección externa queda como:

$$R_{rad} = \frac{1}{h_{rad} \cdot A_{ext}} = \frac{1}{\left( 5.823 \frac{W}{m^2 \cdot K} \right) \left( 11.3625 m^2 \right)} = 0.015114 \frac{^{\circ}C}{W}$$

Dado que las resistencias por convección y radiación están en paralelo, la resistencia total queda como:

$$R_{Total} = \sum R_n = R_{int} + R_{tubo} + \left( \frac{1}{R_{ext}} + \frac{1}{R_{rad}} \right)^{-1} =$$

$$\left( 2.542 \times 10^{-5} \frac{^{\circ}C}{W} \right) + \left( 8 \times 10^{-6} \frac{^{\circ}C}{m} \right) + \left( \frac{1}{0.019702 \frac{^{\circ}C}{W}} + \frac{1}{0.015114 \frac{^{\circ}C}{W}} \right)^{-1} = 0.008586 \frac{^{\circ}C}{W}$$

Entonces la resistencia del sistema disminuye en un 22 % y por lo tanto podemos suponer que la transferencia de calor aumenta aproximadamente en la misma proporción de acuerdo a la ecuación 19.

De manera que podemos suponer que:

$$\dot{Q} = (122\%) (108.4KW) = 132.2KW$$

$$\Delta T = \frac{\dot{Q}}{\dot{m} C_p} = \frac{132.2KW}{\left( 9.4625 \frac{Kg}{s} \right) \left( 4.18 \frac{KJ}{Kg \cdot ^{\circ}C} \right)} = 3.34^{\circ}C$$

De manera que con las modificaciones a la tubería podría disminuir la temperatura de entrada a la torre aproximadamente 0.6° C lo que equivale a un

diferencial en la transferencia de calor de 23.8 KW es decir aproximadamente 6.7 toneladas de enfriamiento.

En principio, existe una fuente de ineficiencia debido a la disposición del sistema desde la descarga de agua de enfriamiento del evaporador hasta su retorno al mismo.

Actualmente la descarga del evaporador que sale a una temperatura promedio de 15° C llega a un tanque receptor, donde se mezcla con el agua que regresa del intercambiador de calor para el proceso a una temperatura promedio de 28° C.

*La fuerza impulsora para cualquier forma de transferencia de calor es la diferencia de temperatura, y entre mayor sea esa diferencia, mayor es la velocidad de la transferencia. (Çengel, Transferencia de Calor)*

Generación de entropía en el intercambiador de calor con el proceso:

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}(s_s - s_e) - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} = (3.733 \frac{Kg}{s}) (0.4091 \frac{KJ}{Kg \cdot K} - 0.3178 \frac{KJ}{Kg \cdot K}) - \frac{101.502 \frac{KJ}{s}}{315K} = 18.594 \frac{W}{K}$$

Generación de entropía en el evaporador:

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}(s_s - s_e) - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} = (3.733 \frac{Kg}{s}) (0.3178 \frac{KJ}{Kg \cdot K} - 0.4091 \frac{KJ}{Kg \cdot K}) - \frac{-101.502 \frac{KJ}{s}}{277K} = 25.610 \frac{W}{K}$$

En total la entropía total generada por estos procesos equivale a:

$$\sum \dot{S}_{gen} = 44.204 \frac{W}{K}$$

Que es igual a la entropía generada en el sistema actual. Esto indica que no se introducirá otra fuente de ineficiencias al realizar las modificaciones al diseño.

Ahora bien, para obtener el coeficiente de rendimiento de refrigeración de los enfriadores centrífugos para el nuevo sistema utilizamos el diagrama de presión-entalpía para el refrigerante R-22, el cual utilizan.

No obstante, dado que la temperatura que entra a los evaporadores va a ser mayor, la presión de baja también puede aumentar y así mejorar la eficiencia del compresor. Se supone que el diferencial de temperatura entre la del agua que llega al evaporador y la de saturación para el refrigerante se mantiene. De manera que se espera trabajar con una presión de 82 psi en el lado de baja y que la presión en el lado de alta quede inalterada.

La eficiencia general del compresor puede mejorar si se mantienen las condiciones de trabajo correctas. Ello significa el mantenimiento de una presión

de baja tan elevada como sea posible, y una presión de descarga todo lo baja posible de acuerdo con los parámetros proyectados.

Punto 3'

$P_{3'} = 82 \text{ psi} = 566.22 \text{ kPa}$   
Vapor saturado  
 $h_{3'} = 407 \text{ KJ/Kg}$   
 $s_{3'} = 1.74 \text{ KJ/Kg.K}$

Punto 4'

$P_{4'} = 350 \text{ psi} = 2411.5 \text{ kPa}$   
 $h_{4'} = 442 \text{ KJ/Kg}$   
 $s_{4'} = s_3 = 1.74 \text{ KJ/Kg.K}$

Punto 1'

$P_{1'} = 350 \text{ psi} = 2411.5 \text{ kPa}$   
Líquido saturado  
 $h_{1'} = 276 \text{ KJ/Kg}$

De manera que el COP actual se calcula como:

$$COP_{Actual} = \frac{h_{3'} - h_{1'}}{h_{4'} - h_{3'}} = 3.74$$

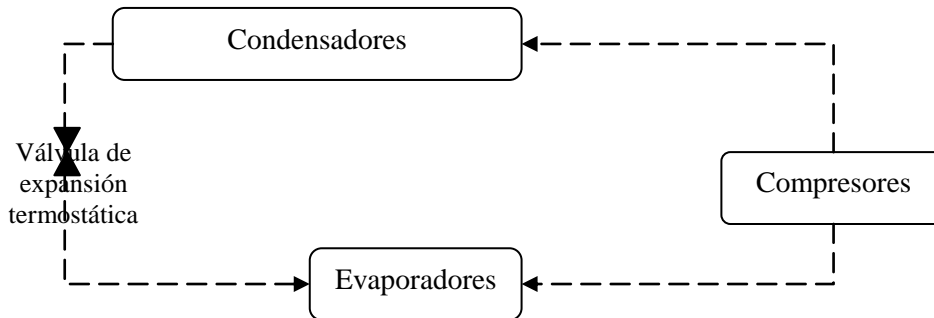
Este COP es 24% mayor que el del sistema actual. Lo que significa que se tiene ya sea 24% más capacidad de enfriamiento o que se puede sacar de línea el 80% de la capacidad instalada para operar en las condiciones actuales. Esto es en términos prácticos sacar un enfriador centrífugo de la operación.

### C. Modificación a los Enfriadores centrífugos.

Debido a que las válvulas han quedado en diferentes posiciones de apertura para cada enfriador y el flujo de gas que logra pasar no es práctico de contabilizar, es imposible cuantificar el impacto. Es claro, sin embargo, que esta condición representa una pérdida de eficiencia constante, que por otro lado es sencilla de solucionar. Dada la casi inexistente disponibilidad de repuestos para esta parte, lo oneroso de la reparación, y dadas las condiciones y control que se

le da a los enfriadores, se ha preferido eliminar esta válvula de paso alterno como solución al problema.

Figura 10  
Diagrama de modificación a los enfriadores centrífugos



#### D. Requerimiento Actual y Ampliaciones.

El requerimiento actual consiste en disminuir la temperatura del hipoclorito de sodio de 60° a 24°C, a un flujo másico de 0.8102 Kg/s. De acuerdo al Merck Index, el calor específico del hipoclorito de sodio al 13% de concentración es de 3.48 KJ/Kg\*°C. Entonces:

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p (T_e - T_s) = \left(0.8102 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right) \left(3480 \frac{\text{J}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}\right) (60^\circ\text{C} - 24^\circ\text{C}) = 101.502 \frac{\text{KJ}}{\text{s}}$$

$$= 96.205 \frac{\text{Btu}}{\text{s}} = 346340 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} = 28.86 \text{ Toneladas de enfriamiento.}$$

Si se requiriera un aumento de la producción en un 10% por ejemplo, la carga de enfriamiento aumentaría en forma directamente proporcional, ya que las temperaturas de operación tendrían que permanecer constantes dentro de la configuración actual del sistema. Esto se puede observar entonces como:

$$\dot{Q} = \dot{m} (\% \text{ incrementa}) C_p (T_e - T_s) = \left(0.8102 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right) (110\%) \left(3480 \frac{\text{J}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}\right) (60^\circ\text{C} - 24^\circ\text{C}) = 111.652 \frac{\text{KJ}}{\text{s}}$$

$$= 105.826 \frac{\text{Btu}}{\text{s}} = 380974 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} = 31.75 \text{ Toneladas de enfriamiento.}$$

Sabiendo que la capacidad instalada con el nuevo diseño aumenta en un 24%, asimismo lo puede hacer el flujo de hipoclorito por el intercambiador, pudiendo llegar este a ser de hasta 1.005 Kg/s.

## VI. Conclusiones y Recomendaciones

- Existe un área de transferencia de calor que no está siendo aprovechada a su máximo potencial en la tubería que va desde los condensadores de los enfriadores centrífugos hasta la torre de enfriamiento. Debe reemplazarse la actual tubería de PVC por una de acero galvanizado y esta debe recubrirse con pintura negra para aumentar su coeficiente de emisividad y que el cambio sea realmente efectivo. Con esto pueden aumentarse al sistema 6.7 toneladas de enfriamiento.
- La disposición actual del sistema de enfriamiento del electrolizador no contempla el aumento de la eficiencia de la transferencia de calor a través de un mayor diferencial de temperaturas. Además de contener dos bombas subutilizadas, lo cual provoca un mayor gasto en electricidad y mantenimiento. Para aumentar en este punto la eficiencia se propone un sistema directo empujado por una sola bomba desde los evaporadores, luego por el intercambiador de calor con el proceso, hasta llegar a un tanque amortiguador para alimentar la bomba de manera segura y finalmente regresar a los evaporadores con un diferencial de temperatura mayor. Esto hará que se pueda operar el compresor con una presión de baja más alta y aumentará la eficiencia global del sistema en 24%, permitiendo que la producción aumente en proporcionalmente.
- Finalmente, debe eliminarse la válvula de paso alterno de los enfriadores centrífugos, ya que es una fuente constante de ineficiencia. El procedimiento es sencillo, y dadas las condiciones de operación y el costo que representaría su reparación, la mejor opción es eliminarla.

## VII. Bibliografía

- Çengel, Yunus. A. 2004. *Transferencia de calor*. México D.F., McGraw-Hill Interamericana. 781 págs.
- Çengel, Yunus. A. y Michael A. Boles. 2003. *Termodinámica*. México D.F., McGraw-Hill Interamericana. 823 págs.
- Crowe, Clayton T.; Donald Elder F. y John Robertson A. 2002. *Mecánica de fluidos*. México D.F., Grupo Patria Cultural. 711 págs.
- McQuiston, Faye C. 2003. *Calefacción, ventilación y aire acondicionado*. México. Limusa Wiley. 622 págs.
- Whitman, William C. y William M. Johnson. 1998. *Tecnología de refrigeración y aire acondicionado*. Barcelona, Marcombo. 637 págs.
- Smithk, W. 1998. *Fundamentos de la ciencia e ingeniería de materiales*. México D.F., McGraw-Hill Interamericana . 302 págs.
- Alfa Laval Corporate AB. *Heat Transfer, Centrifugal separation and fluid handling*. <http://www.alfalaval.com>
- Emerson Electric Co. *Technologies heating, air conditioning and refrigeration solutions*. <http://www.emersonclimate.com>
- Baltimore Aircoil Company. *Cooling towers, closed circuit cooling towers, evaporative condensers, aircoil evaporators, ice thermal storage systems*. <http://www.baltimoreaircoil.com/>
- Carver Pump Company. *Metal horizontal and vertical centrifugal pumps for industry*. <http://www.carverpump.com/>