



**MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO
“Dr. ANTONIO NÚÑEZ JIMÉNEZ”
FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECAÁNICA
DEPARTAMENTO INGENIERÍA MECÁNICA**

**EVALUACIÓN TERMOENERGÉTICA DEL SISTEMA DE
ENFRIAMIENTO DEL LICOR AMONIACAL EN LA
EMPRESA “CMDTE ERNESTO CHE GUEVARA**

**TESIS EN OPCIÓN AL TÍTULO DE
Ingeniería Mecánica**

Autor: *Sadis Leyva Legrá.*

Tutor: *Ing. Carlos Zalazar Oliva*

**Moa – 2015
“AÑO 57 DEL TRIUFO DE LA REVOLUCIÓN”**



Declaración del autor

yo, Sadis, autora de este trabajo de tesis en opción al título ingeniero mecánico y el tutor, declaramos la propiedad intelectual de este al servicio del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa y de la empresa productora de níquel "Comandante Ernesto che Guevara" para que dispongan de su uso cuando estimen conveniente.

AUTORA: _____



DEDICATORIA

- **A Jehová por darme la fuerza, ánimo y resistencia para llegar hasta aquí.**
- **A mi esposo, por hacerme parte de su vida.**
- **A mi familia, campana y badajo, por su confianza y compañía.**

AGRADECIMIENTO

Agradezco:

- **A jehová, por nombrar y guiar mi fe.**
- **A Bárbara, experiencia, ternura, persistencia, por dejarme expremir su preciado tiempo.**
- **A mi Esposo, por su dedicación, amor, comprensión y por ser complemento de mi vida.**
- **A mi padre y madre por estar siempre presentes, gracias por existir.**
- **A mi hermano, por estar cuando más lo necesito.**
- **A Carlitos, inteligencia y talento, por ayudarme a creer en la juventud.**
- **A Wilquis, por ayudarme a reforzar los conocimientos.**
- **A Jorge, amigo inmaterial, por estar en este momento.**
- **A mis compañeros todos, humanamente imperfectos, porque todos juntos somos “un tilín mejores y mucho menos egoístas”.**

RESUMEN

En la planta de recuperación de amoníaco de la empresa niquelífera “Ernesto Che Guevara” la pérdida de eficiencia del proceso de enfriamiento del licor amoniacal, mediante el uso de intercambiadores de calor de placas, está asociada a la incorrecta estimación de los coeficientes de transferencia de calor y la acumulación de incrustaciones en la superficie de intercambio. Lo anterior incrementa el consumo de agua, la energía disponible en el sistema y los costos de mantenimiento.

En la presente investigación se evaluó el proceso de enfriamiento del licor amoniacal en el intercambiador de placa perteneciente a la referida empresa. Dentro de los principales parámetros analizados se tuvo en cuenta el flujo de calor transferido del licor al agua, el coeficiente global de transferencia de calor y el área de intercambio térmico.

Además se realiza la valoración económica, teniendo en cuenta los costos de limpieza y mantenimiento de la instalación en un período de 27 días y se exponen las fundamentales afectaciones al medioambiente, asociadas al proceso de enfriamiento del licor amoniacal.



SUMMARY

In the Plant of Recovery of Ammonia in "Ernesto Che Guevara" company the loss of efficiency in the ammoniac liquor cooling process by means of the use of plate heater change, is associated to the incorrect estimate of the coefficients of transfer of heat and the scale in the exchange surface.

In the present investigation was evaluated the cooling process of the ammoniac liquor in the plate heat exchanger. Amount of mainly parameter analyzed was taking in to account the flow of heater transferred from the liquor to the water the overall coefficient of transferred of heat and to the area of thermal – change.

Beside, is carried out an economic evaluation taking into account the cost of cleaning and maintenance of installation in a period of 27 day as well as is exposed the mainly affectation to the environment associated to the process of cooling of ammoniac liquor.

.



Tabla de contenido

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I. MARCO TEÓRICO CONCEPTUAL DEL PROCESO DE ENFRIAMIENTO DEL LICOR AMONIAICAL	6
1.1- Introducción.....	6
1.2- Aspectos generales de los procesos de intercambio térmico.....	6
1.3- Antecedentes y estado actual de la teoría relacionada con los coeficientes de transferencia y pérdida de eficiencia en intercambiadores de calor	9
1.4- Estado actual del proceso de enfriamiento del licor amoniacal en la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”	11
1.5- Intercambiadores de tubos y coraza.....	15
1.6- Aspectos teóricos relacionados con los intercambiadores de calor de placas	16
1.6-1. Funcionamiento de los intercambiadores de calor de placas	16
1.6-2. Bastidor.....	17
1.6-3. Placas	18
1.6-4. Movimiento del fluido por el interior del equipo.....	19
1.6-5. Ventajas	20
1.6-6. Desventajas.....	21
1.7- Conclusiones del capítulo 1	22
CAPÍTULO II. PROCEDIMIENTO PARA LA EVALUACIÓN DEL PROCESO DE ENFRIAMIENTO DEL LICOR AMONIAICAL	22
2.1- Introducción.....	22
2.2- Procedimiento para el análisis de los intercambiadores de calor	22
2.2-1 Método de la diferencia efectiva de temperatura.....	22
2.2-2 Método de la relación efectividad-NTU.	28
2.3- Eficiencia de los intercambiadores de calor de placas.....	31
2.4- Instalación experimental para la evaluación del proceso de enfriamiento del licor amoniacal.....	32
2.5- Composición química del licor amoniacal.	35
2.6- Conclusiones del capítulo 2	36

Tesis en opción al Título de Ingeniero mecánico

Autora: Sadis Leyva Legra



CAPÍTULO III. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES.....	41
3.1-Introducción.....	41
3.2-Resultados de la experimentación	41
3.3-Principales resultados	42
3.4-Análisis de los Resultados	43
3.5-Valoración económica de la propuesta	45
3.6-Aspectos teóricos relacionados con el impacto ambiental	45
3.7-Conclusiones del capítulo 3	47
CONCLUSIONES GENERALES.....	56
RECOMENDACIONES	57
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	58
ANEXOS	A

INTRODUCCIÓN

En Cuba existen empresas para la producción de níquel basadas en la tecnología de lixiviación carbonato amoniacal, entre ellas, la “Comandante Ernesto Che Guevara”, ubicada en el municipio Moa.

El proceso productivo de dicha empresa, comienza con la extracción, a cielo abierto, de la materia prima mineral, la cual se somete a diversos procesos metalúrgicos que incluye el secado térmico, molienda del mineral, reducción en hornos de soleras múltiples, lixiviación y lavado en el que se aplica la tecnología carbonato amoniacal, recuperación de amoniaco, calcinación y sinter del mineral.

Dentro de los procesos de obtención del níquel, la planta de recuperación de amoniaco tiene la función de recuperar el NH_3 y CO_2 , tanto de los licores, como de las colas recibidas de la planta de lixiviación y lavado, obteniéndose al mismo tiempo la cola, como desecho y como producto, la pulpa de carbonato de níquel y los licores fuertes de amoniaco y CO_2 .

Esta planta recibe el licor producto desde la planta de lixiviación y lavado, el que se distribuye en tres partes, pasando cada porción a las baterías de turboaeradores. En los turboaeradores el licor se somete a la aeración, con el fin de oxidar el hierro ferroso y llevarlo a férrico. El licor, después de los turbos, pasa por los filtros de hojas, llegando hasta los tanques este producto, desde donde se bombea a las torres de destilación, aquí se separa parte del NH_3 y CO_2 , formando el precipitado de carbonato de níquel.

Los gases formados por NH_3 , CO_2 y H_2O , reciben un enfriamiento previo antes de llegar a las torres de absorción donde se recupera el NH_3 y el CO_2 de los licores fuertes. El licor extraído del fondo de las torres de absorción se bombea hasta las baterías de enfriadores formados por seis unidades y un intercambiador de placas. La instalación en estudio tiene gran importancia en el proceso de recuperación de amoniaco, ya que rige la temperatura con la que entra el licor a las torres absorbedoras, determinando a su vez la eficiencia durante la absorción del amoniaco.

Tesis en opción al Título de Ingeniero mecánico
Autora: Sadis Leyva Legra

Los principales problemas no resueltos relacionados con el sistema de enfriamiento del licor amoniacal son los siguientes:

- ✓ Baja eficiencia del proceso de enfriamiento del licor amoniacal debido a la presencia de intercambiadores de calor de tubos y coraza.
- ✓ Empleo de un fluido incrustante (licor amoniacal) que provoca incrustaciones en las superficies de intercambio térmico y la pérdida de eficiencia en función del tiempo de trabajo de la instalación.
- ✓ Incremento de los gastos de mantenimiento debido a la ejecución de las tareas de desprendimiento de las incrustaciones que se originan en el interior de los tubos de los intercambiadores.

En la actualidad, cuando se afecta un enfriador de tubos y coraza, en una de las baterías, es necesario sacar de servicio la unidad completa, lo que provoca un aumento en la temperatura del licor fuerte y con ello, el incremento de las pérdidas de amoniaco en el sistema. Por otra parte, al llegar el ciclo de limpieza de una batería, esta requiere de 30 días como promedio con la consiguiente afectación al rendimiento del enfriamiento del licor.

Los intercambiadores de tubos y coraza que actualmente se emplean en el proceso de enfriamiento del licor fuerte en la planta de recuperación de amoniaco, trabajan de forma ineficiente debido al elevado consumo de agua y la cantidad de equipos que intervienen en el enfriamiento del licor. A medida que disminuye el rendimiento de las baterías como consecuencia de las incrustaciones, es necesario incrementar el flujo de agua para lograr el efecto de disminución de la temperatura del licor, lo cual trae consigo que se incurra en gastos excesivos de energía eléctrica y de mantenimiento.

Para solucionar esta problemática, es necesario buscar alternativas que permitan incrementar la eficiencia del proceso de enfriamiento del licor fuerte y a la vez posibiliten garantizar una mayor disponibilidad del equipamiento, así se logra una disminución de los costos del mantenimiento, para ello se deben evaluar otros equipos de intercambio

térmico que garanticen reducir los consumos de agua y los costos asociados al mantenimiento y las interrupciones.

A partir de los aspectos antes mencionados se declara como **problema** a resolver:

Insuficiente conocimiento del proceso de enfriamiento del licor amoniacal, lo que limita la adecuada selección del equipamiento y por consiguiente, el incremento de la eficiencia de la instalación en la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”.

Como **objeto de estudio** de la investigación se plantea:

El proceso de enfriamiento del licor amoniacal de la planta de recuperación de amoniaco en la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”.

Y su **campo de acción** es:

Los procesos de transferencia de calor asociados a equipos de intercambio térmico.

En correspondencia con el problema científico declarado se define como **objetivo general**:

Evaluar el proceso de enfriamiento del licor amoniacal en la planta de recuperación de amoniaco en la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara” para la propuesta de acciones que contribuyan al incremento de la eficiencia en la instalación.

Para incrementar la eficiencia del proceso de enfriamiento del licor amoniacal es necesario evaluar el uso de intercambiadores de calor de placas.

A partir del objetivo general declarado se establece la siguiente **hipótesis**:

Si se establece un procedimiento de cálculo que caracterice el proceso de enfriamiento del licor amoniacal en la planta de recuperación de amoniaco de la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”, es posible evaluar el comportamiento de las principales variables que intervienen en el proceso (flujo de calor, coeficiente de transferencia de calor y el área de intercambio) lo que

contribuiría a la disminución de las pérdidas de amoniaco e incrementar la eficiencia energética del sistema.

Para dar cumplimiento al objetivo general se declaran los siguientes **objetivos específicos**:

1. **Determinación de los coeficientes de transferencia de calor en intercambiadores de calor de placas durante el proceso de enfriamiento del licor amoniacal.**
2. **Realización de un procedimiento de cálculo que permita la evaluación del proceso de enfriamiento del licor amoniacal en la planta de recuperación de amoniaco en la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”.**

Para lograr el cumplimiento del objetivo propuesto, se plantean las siguientes **tareas** del trabajo:

1. **Establecer el marco teórico que sustenta la investigación a través del análisis de los trabajos precedentes y los principales fundamentos teóricos asociados al objeto de estudio.**
2. **Determinar los Coeficientes de transferencia de calor en los intercambiadores de calor de placas durante el proceso de enfriamiento del licor amoniacal.**
3. **Evaluar los principales resultados de los cálculos obtenidos del proceso de enfriamiento del licor amoniacal con el uso de intercambiadores de calor de placas.**
4. **Realizar las valoraciones económicas y el impacto ambiental asociado al proceso de enfriamiento del licor amoniacal.**

CAPÍTULO I. MARCO TEÓRICO CONCEPTUAL DEL PROCESO DE ENFRIAMIENTO DEL LICOR AMONIACAL

1.1- Introducción

El marco teórico conceptual permite el estudio de las teorías y las investigaciones precedentes que pueden contribuir en el análisis y la solución del problema investigado. En el presente capítulo se abordan los elementos teóricos fundamentales del proceso de intercambio térmico y las particularidades del proceso de enfriamiento del licor en la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”.

El objetivo es establecer los fundamentos teóricos necesarios para la evaluación del proceso de enfriamiento del licor amoniacal, a partir de la sistematización de los conocimientos científico-técnicos establecidos en los trabajos precedentes.

1.2- Aspectos Generales de los Procesos de Intercambio Térmico

Un intercambiador de calor de superficie se puede describir de un modo muy elemental como un equipo en el que dos corrientes a distintas temperaturas fluyen sin mezclarse con el objeto de enfriar una de ellas o calentar la otra, o ambas cosas a la vez.

La búsqueda continua de economía y mayor eficiencia en el equipo de transferencia de calor, ha tenido como consecuencia el desarrollo de diversos tipos de intercambiadores. Entre ellos cabe destacar el intercambiador de carcasa y tubo, el compacto aleteado y el intercambiador de placas. En muchas aplicaciones de la industria moderna, el intercambiador de calor de placas ha desplazado al tradicional de tipo multitubular (Incropera, 2003; Webb, 2003; Martínez, 2004), por dos razones principales:

- El coeficiente de transferencia de calor es mayor, lo que permite construir equipos más compactos y con menor tiempo de residencia de los fluidos.
- Son fácilmente desmontables, con lo cual se puede proceder a su limpieza con mayor rapidez. Algunos modelos de intercambiadores de placas no se pueden desmontar debido a que las placas están soldadas.

El intercambiador de placas comenzó a utilizarse en la década de 1930 para el tratamiento y la pasteurización de la leche. En un principio, este tipo de intercambiador se usó para satisfacer la necesidad de contar con un equipo de fácil limpieza, sin irregularidades ni rincones donde se pudieran albergar bacterias ni se fomentara su desarrollo, requisito básico de sanidad para esta industria. Además, la elaboración de este producto requiere de elevados coeficientes de transferencia de calor para que el tiempo de residencia, especialmente a altas temperaturas, sea mínimo. Con el transcurso del tiempo se reconoció que las características de esos primeros diseños se podrían aplicar a otras industrias que manejan líquidos, ya sea como parte del proceso o en los servicios de enfriamiento de una planta. De esta manera, el intercambiador de calor de placas se ha introducido en múltiples aplicaciones industriales. Actualmente son ampliamente utilizados en aquellos sistemas que trabajan a temperaturas comprendidas entre $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ y a presión inferior a 30 bar (Rau, 1980; Izquierdo, 2002; Ramesh, 2003; Wan, 2004).

Los intercambiadores de calor de placas, en comparación con los de carcasa y tubos, son los más eficientes siempre que la diferencia de temperaturas entre ambas corrientes fluidas sea baja. Logran una alta eficiencia gracias a la gran superficie de intercambio que existe entre las dos corrientes fluidas, ellas circulan por canales muy estrechos en los que es posible lograr elevada superficie de contacto entre ambos fluidos, pero en cambio presentan problemas de incrustaciones y elevada pérdida de carga debido al uso de fluidos incrustantes, ello se pone de manifiesto en la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara” en el enfriamiento del licor amoniacal (Torres et al, 2011; Quintana, 2010).

La selección adecuada de los equipos de intercambio térmico es importante para la reducción de los consumos energéticos, los costos de las instalaciones, gastos de mantenimiento y máximo aprovechamiento de la energía disponible en el sistema. Una parte esencial de cualquier análisis de un intercambiador de calor es la determinación del coeficiente global de transferencia de calor, este coeficiente se define en términos de la resistencia térmica total para la transferencia de calor entre dos fluidos, ello

incluye las resistencias por convección y conducción para superficies planas o cilíndricas (Incropera, 2003).

Los métodos tradicionales para la selección de equipos de intercambio térmico se encuentran en la literatura (Isachenko et al, 1979; Kasatkin, 1985; Kern, 1999; Perry, 1999). En la selección de un intercambiador de calor es necesario tener en cuenta diferentes factores que dependen de las condiciones concretas en que trabajará el equipo y las características de los fluidos a usar, es por ello que se necesitan resultados experimentales que difieran de los reportados en los textos, aunque es posible el uso de los procedimientos y las expresiones de balance de energía y masa que no se modifican en el análisis de las instalaciones.

El uso de métodos computacionales para la simulación de intercambiadores de calor ha sido ampliamente usado en la literatura consultada, lo que permite simular el comportamiento en diferentes condiciones de operación, sin la necesidad de experimentos adicionales que incrementen los costos de las investigaciones. Los aportes fundamentales de los trabajos consultados (Cabral, 2004; Moraga, 2004; Sundén, 2006; Anderson, 2007; Andrés, 2009) están encaminados a lograr mayor precisión y rapidez en la selección de los equipos de intercambio térmico, además de usar herramientas computacionales que permiten la simulación tridimensional de diferentes procesos de transferencia de calor. Las limitantes de las investigaciones anteriores están dadas en que solo es posible su aplicación para las condiciones descritas por los investigadores. Cuando se usan otros fluidos, como es el caso del licor amoniacal, es necesario realizar experimentos previos que permitan precisión en las expresiones de cálculo empleadas.

En la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara” se han realizado diversos estudios relacionados con los procesos de intercambio térmico en diferentes instalaciones. Es meritorio señalar los trabajos desarrollados por Charchaval (2010) y Vega (2011) quienes proponen un nuevo método de aprovechamiento del calor proveniente de aguas residuales con el uso de intercambiadores de calor de placas. Rodríguez (2008) evalúa el proceso de intercambio térmico en un equipo de tubos y carcaza, en ambos

casos se expone el procedimiento de cálculo y los parámetros de trabajo de los equipos que permiten realizar comparaciones relacionadas con la presente investigación, aunque los fluidos usados difieren del licor amoniacal.

En la planta de recuperación de amoniaco, los trabajos realizados han estado dirigidos a la búsqueda de eficiencia del proceso de enfriamiento del licor amoniacal (Girón, 2004; Betancourt, 2005; Fuentes, 2007; Hernández, 2010; Fernández, 2011; López, 2011). Se observa un estudio progresivo de los problemas asociados con el uso de intercambiadores de calor de tubos y carcaza y la necesidad de sustituirlos por intercambiadores de placas. En los trabajos anteriores es insuficiente el tratamiento que se hace relacionado con la influencia de las incrustaciones en la pérdida de eficiencia de la instalación y se usan expresiones generales para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor que difieren de los fluidos usados en el proceso.

1.3- Antecedentes y estado actual de la teoría relacionada con los coeficientes de transferencia y pérdida de eficiencia en intercambiadores de calor

En la determinación de los coeficientes de transferencia de calor y la eficiencia térmica de un intercambiador es necesaria la integración de varios conceptos de termotecnia y dinámica de los fluidos, y buena parte está dada por consideraciones experimentales. Estos coeficientes se definen en términos de la resistencia térmica total para la transferencia de calor entre dos fluidos, ello incluye las resistencias por convección y conducción para superficies planas o cilíndricas (Incropera, 2003).

Los coeficientes de transferencia de calor, obtenidos de forma experimental, para diferentes aplicaciones se exponen en la literatura consultada (Raju, 1987; Zahid, 2003; Picón, 2004; James, 2005; Abril, 2008; González, 2008; Góngora, 2009). Los autores resumen las técnicas experimentales usadas para obtener los coeficientes y su dependencia de diferentes números adimensionales: Nusselt, Reynolds y Prandtl. En todos los casos, los resultados son aplicables a las condiciones específicas en que se desarrollaron los experimentos, por lo que en escenarios diferentes es necesario

comprobaciones experimentales que permitan determinar la aplicabilidad de los resultados.

Existen varios trabajos de investigación desarrollados con el fin de evaluar la influencia de las incrustaciones en la eficiencia del proceso de intercambio térmico: Suárez (2003) plantea dos modelos numéricos en tres dimensiones, uno monofásico y otro bifásico y se aplican al condensador principal de una central térmica para evaluar la influencia de la acumulación de suciedad en las superficies de transferencia de calor. Se analizan las distribuciones de las principales variables de operación del condensador obtenidas con los modelos numéricos y se realiza un estudio comparativo del procedimiento tradicional y el propuesto.

La evaluación del ensuciamiento térmico en cambiadores de calor de envolvente y tubos sin cambio de fase a partir de datos de proceso usado por Bonals (1996), comprende esencialmente un algoritmo o código basado en el método de Bell-Delaware modificado, que determina a partir de las variables de proceso los espesores homogéneos de ensuciamiento de ambas corrientes correspondientes a cada día de recorrido o servicio. Mediante un ajuste del tipo exponencial asintótico, se obtiene la supuesta curva de ensuciamiento de cada corriente. Con esta información es posible estimar, con mayor precisión, el comportamiento futuro de la unidad ante cambios en los caudales y temperaturas.

En intercambiadores de placas es importante destacar el trabajo desarrollado por Varona (2007). El autor realiza un análisis de la influencia de las incrustaciones, provocadas por la deposición de sales de calcio y magnesio en la pérdida de capacidad de un equipo enfriador de mosto en una fábrica de cerveza. Efectúa un análisis comparativo de las resistencias por incrustaciones del equipo, antes y después de la limpieza y su incidencia en el costo de fabricación de la cerveza.

Existen varios trabajos de investigación desarrollados con el fin de obtener modelos matemáticos para el análisis de procesos de intercambio térmico: Burley, (1991; Martínez et al (2004); Bergles (2005); Giraldo (2005), Giraldo (2006), James (2005). De manera general, estos investigadores aplican métodos numéricos que permiten

Tesis en Opción al Título de Ingeniero mecánico
Autora: Sadis Leyva Legra

determinar los parámetros fundamentales y realizar predicciones desde el punto de vista energético en los equipos e instalaciones analizadas. En flujos hidrodinámicos, es meritorio destacar los trabajos desarrollados por Fuentes (2005) y Abraham (2006), los autores usan el método de diferencias finitas en mallas irregulares con soluciones analíticas parciales para predecir el comportamiento del flujo usando las condiciones de frontera.

El análisis de los trabajos precedentes demuestra la necesidad de usar resultados experimentales en la estimación de los coeficientes de transferencia en intercambiadores de calor. Los errores que se cometen en la selección y evaluación de las instalaciones son menores y permiten predecir la dependencia de los coeficientes con los números adimensionales: Nusselt, Reynolds y Prandtl.

Los trabajos consultados coinciden en la necesidad de predecir el comportamiento de la eficiencia y evaluación continua de los intercambiadores de calor mediante el uso de mediciones de los parámetros fundamentales que intervienen en el proceso de intercambio térmico. La pérdida de eficiencia, en intercambiadores de calor de placas, está influenciada por la presencia de elementos incrustantes y corrosivos en el fluido, que provocan variaciones en el coeficiente global. Su incidencia es notable en el enfriamiento del licor amoniacal empleado en el proceso de obtención del níquel.

1.4- Estado actual del proceso de enfriamiento del licor amoniacal en la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara.”

La Unidad Básica de Producción (U.B.P) recuperación de amoníaco tiene la función de recuperar el NH_3 y el CO_2 tanto de los licores, como de las colas recibidas de la U.B.P. lixiviación y lavado, en los que se obtiene al mismo tiempo la cola, como desecho y como producto, la pulpa de carbonato de níquel y los licores fuertes de amoníaco y CO_2 (Colectivo de Autores, 2005).

El licor recibido se distribuye en tres partes en el distribuidor (255-DI-100), pasando cada porción a las baterías de turboaeradores (255-TA-101, 102 y 103), que están constituidos por tres baterías (A, B y C) donde se le agrega O_2 para oxidar el hierro

ferroso y llevarlo a férrico. Este licor tiene aproximadamente la siguiente composición: $\text{Ni} > 10,88 \text{ g/l}$; $\text{NH}_3 \approx 62.7 \text{ g/l}$; $\text{CO}_2 \approx 33,3 \text{ g/l}$; a una temperatura menor de 43°C y 100 p.p.m. de sólidos en suspensión.

El licor, después de los turboaereadores, es bombeado por las bombas (255-BO-104, A, B, C y D) a los filtros de hojas (255-FI-105...110) en los que se disminuye el sólido en suspensión desde 100 p.p.m. hasta 15 p.p.m. Este licor filtrado es almacenado en un tanque y es bombeado a la sección de cobalto donde se realiza la separación de este mineral; la cual ocurre al agregar sulfuro de hidrogeno (H_2S) con carga negativa que se equilibra con la carga positiva del cobalto para formar sulfuro de cobalto (CoS), una vez descobaltizado, el licor pasa a los tanques de licor producto (255-TK-118 a 120) de 3000 m^3 , desde donde se bombea (255-BO-121-A, B y C) a las torres de destilación o alambiques (AB-30-201 a 208), en las que mediante un proceso de evaporación se separa parte del NH_3 y el CO_2 , y se forma el precipitado de carbonato básico de níquel $(2\text{CO}_3\text{Ni}) \cdot 3\text{Ni}(\text{OH})_2 \cdot 4\text{H}_2\text{O}$, que es descargado de dichas torres a una presión aproximada de $1,3 \text{ Kg/cm}^2$, por lo que se envía a los tanques despresurizadores (255-EV-209 y 210) con el objetivo de disminuir las presiones provocadas por el aumento de la temperatura, desprendiéndose parte del agua de la pulpa en forma de vapor que se escapa a la atmósfera a través de las chimeneas de dichos tanques. La pulpa despresurizada se bombea (255-BO-211-A, B, C y D) hasta los sedimentadores de carbonato de la U.B.P. calcinación y sínter.

Los gases obtenidos (NH_3 , CO_2 y H_2O), con una temperatura que varía entre los $90\text{-}100^\circ\text{C}$, se enfrían en los intercambiadores de calor de tubo y coraza condensadores (255-CS-201 al 208) hasta una temperatura no menor de 57°C para evitar la formación de carbonato de amonio, pasando luego al sistema de absorción, donde cederán parte de su calor al licor, con el objetivo de separar el NH_3 y el CO_2 en forma de gases.

La cola recibida desde la U.B.P. lixiviación y lavado, se distribuye por los precalentadores (255-PC-301 a 309), cuya función es aumentar la temperatura de la cola hasta 50°C antes de enviarla a las columnas de destilación (255-AB-301 a 309), recuperando parte del calor de los gases desprendidos de las propias columnas.

Tesis en Opción al Título de Ingeniero mecánico
Autora: Sadis Leyva Legra

La pulpa es descargada por gravedad desde los precalentadores hasta los tanques de retención de colas (255-TK-321,323 y 325 A y B), desde donde se bombea a las torres de destilación (255-AB-301 a 309). La pulpa descargada de estas torres aproximadamente a 1.3 Kg/cm^2 se envía por gravedad a los tanques despresurizadores (255-EV-310 y 311) en los que parte del agua se desprende en forma de vapor y sale a la atmósfera a través de las chimeneas de estos tanques.

Una vez despresurizada, la pulpa pasa por gravedad al pozo de cola (255-TK-312) desde donde se bombea (255-BO-313-A, B, C y D) hasta el dique de cola.

Los gases desprendidos de las columnas de destilación ceden parte de su calor a la pulpa en los precalentadores, que por ser de contacto directo, el condensado pasa a destilación y los gases compuestos por NH_3 , CO_2 y H_2O continúan hacia el hidrociclón, donde se separan las partículas de cola arrastradas por ellos. Del hidrociclón los gases pasan a los condensadores (255-CS - 301 a 309), se enfrían hasta una temperatura no menor de 57°C , formando una mezcla líquido - gas que se une con la mezcla procedente de la destilación del licor para ser sometida al proceso de absorción del NH_3 y el CO_2 .

La absorción de estos compuestos se efectúa en las torres absorbedoras (255-TS-401 a 404) formando cuatro sistemas (A, B, C y D). El proceso de absorción se desarrolla a contracorriente, es decir el líquido absorbente se introduce por la parte superior de las torres y los gases se introducen por la parte inferior, el agua se introduce por las dos últimas torres de cada serie (404 y 403) y los gases se introducen por la torre (401) absorbiendo con licores fuertes enfriados y además, con los licores débiles bombeados desde los tanques (255-TK-406 y 407). Este licor débil se forma con los afluentes de las torres 402, 403 y 404 y se depositan en los tanques antes mencionados para ser bombeado hacia las primeras torres, las mismas absorben con licor fuerte enfriado y con licor débil. Las torres 402 absorben con licores fuertes enfriados los gases lavados que se reciben de las torres 401 y los gases de combustión de la U.B.P. termoeléctrica que compensan las pérdidas de CO_2 en el sistema.

El licor fuerte extraído del fondo de la primera torre (absorbedora - condensadora) se bombea (255-BO-409-A, B, C y D) hasta baterías de enfriadores (255-EN-411 a 415) formado por seis unidades (A, B, C, D, E y F) y un enfriador de placas G, el licor enfriado es almacenado en los tanques de licor fuerte (255-TK-416 y 417), de donde se bombea (255-BO-418-A y B) una parte a la U.B.P. lixiviación y la otra realimenta las primeras torres de absorción.

Como medio de enfriamiento se utiliza el agua del sistema de retorno y para el sistema de absorción se utiliza agua suavizada, proveniente de la U.B.P. termoeléctrica. En los tanques 255-TK-406 y 407 se recibe solución compensadora al 25 % de amoníaco para recuperar las pérdidas de NH_3 en el circuito de recuperación y lixiviación, esta solución proviene de los tanques de almacenaje (255-TK-421 a 424) que se encuentran ubicados próximos a la U.B.P. recuperación de amoníaco, los cuales se reciben desde el depósito del puerto.

Durante el proceso de absorción, las primeras torres (absorbedoras-condensadoras) necesitan licor fuerte enfriado para realizar su función, el cual llega desde los enfriadores a una temperatura aproximadamente de 30 grados. Estos equipos reciben el licor de dichas torres en un rango de temperaturas de 53-56 grados.

Durante su transcurso por el intercambiador de placas, el licor experimenta cambios de temperatura y presión, esto se debe a los parámetros de diseño del equipo y a la velocidad de dicho fluido, ya que al descender por las placas aparecen caídas de presión en el mismo (favorece el intercambio de calor) y estas aumentan con la velocidad, las mismas no pueden exceder los valores prefijados por los fabricantes del equipo. El fluido frío en este caso es el agua, la que entra a una temperatura promedio de 28 grados y a una presión igual a 1,2 atmósferas, siendo la del licor de 2,6 atmósferas. En el interior del intercambiador, el agua asciende por un lado, de las placas y por el otro, se mueve el licor, de esta forma ocurre el intercambio de calor entre los fluidos.

A la salida del equipo, el agua ha aumentado su temperatura y su presión hasta un valor promedio de 35 grados y 3,3 atmósferas respectivamente, provocando a su vez que la temperatura del licor sea del orden de los 34 grados y que su presión no exceda de 1,8 atmósferas. Luego del proceso de enfriamiento, el flujo de licor se divide en dos gastos, uno igual a 600 m³/h que recircula a las torres absorbedoras, y otro, de 200 m³/h, que retorna a la planta de lixiviación.

La instalación en estudio tiene gran importancia en el proceso de recuperación de amoníaco, ya que rige la temperatura a la que entra el licor a las torres absorbedoras, lo que determina, a su vez, la eficiencia durante la absorción del amoníaco.

1.5- Intercambiadores de tubos y coraza

Los intercambiadores de tipo haz de tubos y coraza se usan para servicios en los que se requieren grandes superficies de intercambio, generalmente asociadas a caudales mayores de los que puede manejar un intercambiador de doble tubo. En efecto, el intercambiador de doble tubo requiere una gran cantidad de horquillas para manejar servicios como los descritos, pero a expensas de un considerable consumo de espacio y con aumento de la cantidad de uniones que son puntos débiles, porque en ellas la posibilidad de fugas es mayor. La solución consiste en ubicar los tubos en un haz, rodeados por un tubo de gran diámetro denominado coraza, como se muestra en la figura 1.1. De este modo, los puntos débiles donde se pueden producir fugas, en las uniones del extremo de los tubos con la placa, están contenidos en la coraza. En cambio en un conjunto de horquillas, estos puntos están al aire libre.

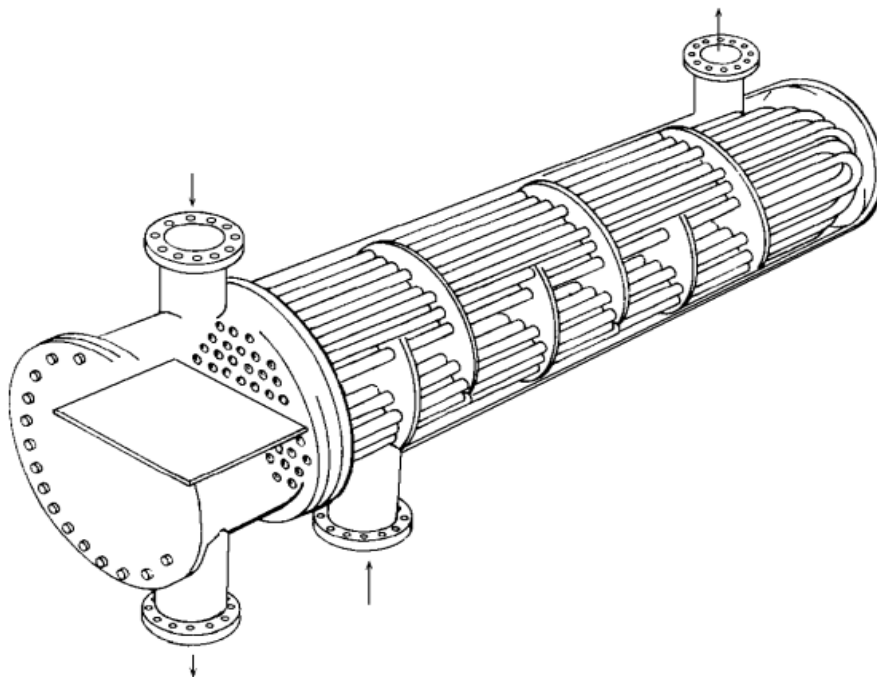


Figura 1.1. Intercambiador de calor de tubos y coraza (Raju, 1987).

1.6- Aspectos teóricos relacionados con los intercambiadores de calor de placas.

Un intercambiador de placas está compuesto por un conjunto de placas de metal, corrugadas, que se mantienen unidas mediante presión en un bastidor y selladas por medio de una junta, de manera que se forman una serie de pasillos interconectados a través de los cuales se hacen circular los fluidos de trabajo. Estos fluidos son impulsados mediante bombas. Un intercambiador de placas típico se compone de dos secciones principales: el bastidor y las placas.

1.6-1. Funcionamiento de los intercambiadores de calor de placas.

Los fluidos frío y caliente se introducen por los orificios de conexión y circulan por los canales que se forman entre placas de manera alternativa. Un fluido es conducido por los canales impares, mientras que el otro es conducido por los pares. Los dos fluidos se encuentran así separados, sin poderse mezclar, por una delgada placa a través de la cual se produce la transferencia de calor. La distribución de los fluidos por sus canales

correspondientes se hace mediante una serie de juntas en los canales impares, que no permiten la entrada del fluido que ha de circular por los pares, y en los pares que no permite la entrada del de los impares. Generalmente, aunque existen múltiples configuraciones, el flujo de ambos fluidos se hace a contracorriente (figura 1.2).

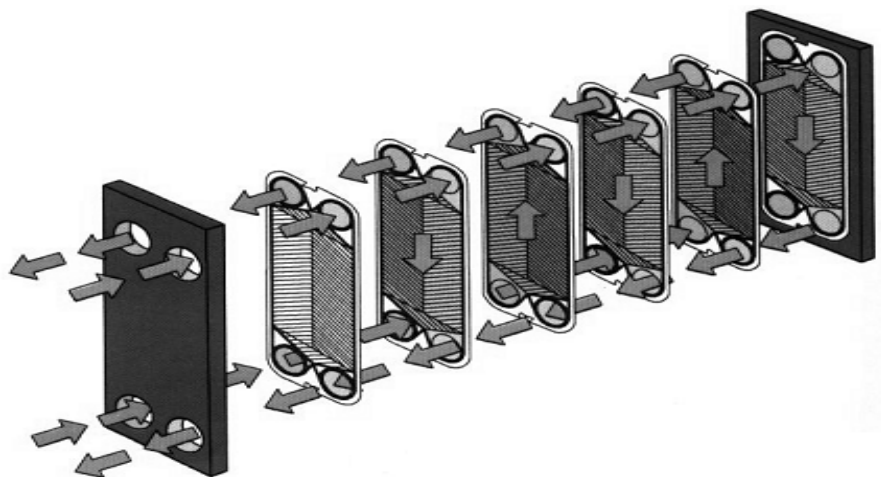


Figura 1.2 Movimiento de los fluidos en un intercambiador de calor de placas; (Izquierdo, 2002).

1.6-2. Bastidor.

Tiene la misión de mantener la pila de placas unidas, proporcionando un buen sellado y formando una estructura rígida mediante una serie de barras horizontales que soportan las placas (figura 1.3). Sus componentes son de acero al carbono, con excepción de aquellos que, como las conexiones de entrada y salida, tienen contacto con los fluidos. En las esquinas del bastidor se encuentran las conexiones para permitir la entrada y salida de los fluidos. El sellado se hace por medio de juntas fabricadas de elastómeros, que se seleccionan de acuerdo con el tipo de servicio, para que sean compatibles con el fluido utilizado y que se colocan en el borde de las placas, rodeando completamente las bocas de los extremos, de manera que el flujo se pueda distribuir de lado a lado de la placa.



Figura 1.3 Bastidor de los intercambiadores de placas (Izquierdo, 2002).

1.6-3. Placas.

Cuando se monta un conjunto completo de placas, la estructura de los canales de flujo es simétrica en ambos lados, por lo que se elimina la necesidad que existía en los de carcasa-tubo de decidir qué fluido pasaría por los tubos y cuál por la carcasa, ya que los lados de la placa son equivalentes. El número de placas se determina en función de los caudales, propiedades físicas de los fluidos, pérdidas de carga admisible y programa de temperaturas.

Las placas de transferencia de calor se fabrican prensando láminas delgadas de gran variedad de aleaciones y metales, resistentes a la corrosión. El más usado es el acero inoxidable, aunque en función de los fluidos a tratar y de sus propiedades pueden ser más adecuados unos metales (o aleaciones) que otros. El espesor de las placas está comprendido entre 0,6 mm y 1 mm. Con el objetivo de aumentar la superficie de transferencia de calor, las placas presentan un relieve corrugado o acanaladuras que ayudan a inducir un alto nivel de turbulencia para velocidades medias relativamente bajas (0,25 m/s a 1 m/s). Este aumento de la superficie varía mucho en función de la

Tesis en Opción al Título de Ingeniero mecánico
Autora: Sadis Leyva Legra

forma de las corrugaciones. Gracias a la corrugación de las placas y el aumento de la turbulencia, se consigue una mejor transferencia del calor (coeficientes de transmisión mucho mayores que en el caso de carcasa-tubo). Existen varias formas para las corrugaciones, pero pueden diferenciarse dos grandes grupos: tipo “intermating” y tipo “chevron” (figura 1.4). Las corrugaciones de una placa apoyan en distintos puntos con las corrugaciones de la placa adyacente, de tal manera que se provee de rigidez al conjunto, sin restringir el flujo.

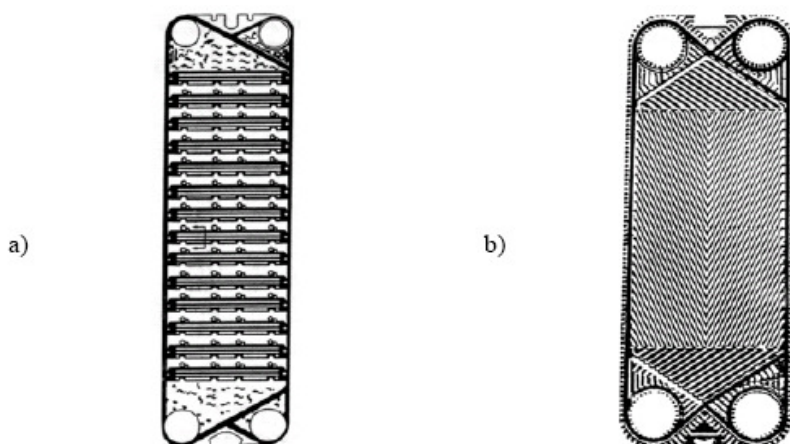


Figura 1.4. Formas para las corrugaciones de las placas; (Izquierdo, 2002).

a) corrugaciones tipo “Intermating.”

b) corrugaciones tipo “Chevron.”

1.6-4. Movimiento del fluido por el interior del equipo.

El movimiento de los fluidos por el interior del intercambiador de placas, de forma general, se realiza a contraflujo (figura 1.5). La transferencia de calor es más efectiva y se alcanzan valores del coeficiente global elevados, en comparación con el movimiento en paralelo.

Los de un paso funcionan solo a contracorriente (figura 1.5a). En el caso de dos pasos, pueden funcionar a contracorriente (figura 1.5b), también mixta (figura 1.5c). Por uno de ellos, los fluidos trabajan a contracorriente, mientras que en el segundo paso los fluidos circulan en paralelo.

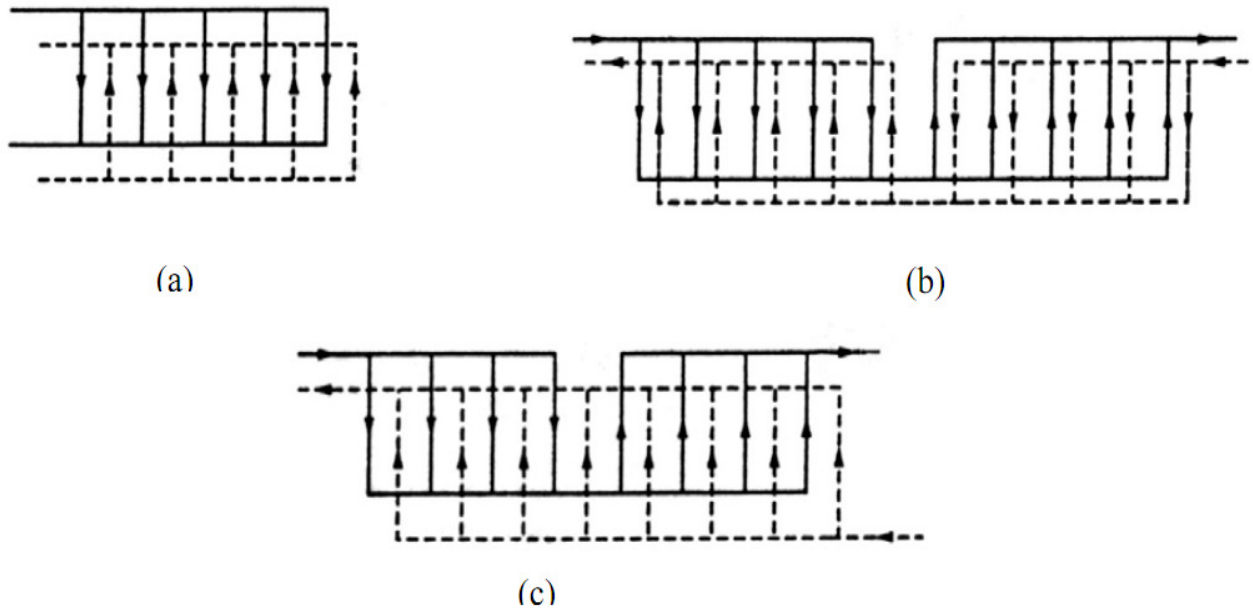


Figura 1.5. Movimiento de los fluidos por el interior de un intercambiador de calor de placas.

1.6-5. Ventajas:

- Los intercambiadores de placas logran una alta eficiencia gracias a la gran superficie de intercambio que existe entre las dos corrientes fluidas.
- Fácil desmontaje. Las operaciones de mantenimiento y limpieza se efectúan de manera más fácil y rápida. Todas las superficies se pueden limpiar fácilmente ya sea por métodos manuales o químicos, se reducen los tiempos muertos y no se requiere de un equipo especial de limpieza, los costos de mantenimiento son menores.
- Mayor coeficiente global de transferencia de calor, hasta cinco veces superiores a los que se pueden conseguir para unidades de tubos y coraza.
- Menor inversión. Hasta un 90 % menor en costo como consecuencia de necesitar menor área de transferencia.
- Permiten la aplicación de flujos a contracorriente en las mayorías de las aplicaciones.

- Aproximaciones de temperatura más cercanas. Se puede trabajar incluso con diferencias de temperaturas de hasta 1°C, maximizando la posibilidad de recuperación de calor.
- Bajo costo de operación, que resulta de la combinación del elevado coeficiente de transferencia y de la menor acumulación de la suciedad.
- Adaptabilidad y diseño modular. La capacidad puede aumentarse o disminuirse con solo poner o quitar placas. La modificación de la disposición de las placas permite modificar fácilmente el programa de temperatura de trabajo e incluso su utilización en distintos procesos. Esta característica no la presentan los termo-soldados, pues en su desmontaje y ampliación no son posibles. En el caso de los de carcasa y tubo, no es fácil adaptarlos a los cambios de la demanda térmica.
- Flexibilidad. Pueden adaptarse y ser utilizados para una diversa gama de fluidos y condiciones, incluyendo fluidos viscosos.

1.6-6. Desventajas:

- La chapa del metal, esté o no ondulada, no es el elemento adecuado para soportar presiones elevadas, de modo que las presiones máximas para los modelos más comunes son de 10 a 15 bar, aunque existen modelos capaces de soportar presiones algo mayores. Este problema no es tan acusado en el caso de los intercambiadores termo-soldados, que pueden llegar a soportar presiones que rondan los 30 – 32 bar. Esta es la principal limitación que presenta este intercambiador.
- Debido a los estrechos canales entre placas, la caída de presión a través de un intercambiador de placas, es relativamente grande, por lo que es necesario tener en cuenta la inversión y los costos de operación y mantenimiento del sistema de bombeo a la hora de compararlo con otros tipos de intercambiadores.
- No son convenientes para el uso con líquidos tóxicos o altamente inflamables, debido a la posibilidad de rotura de las juntas. El termo-soldado no presenta este problema y puede utilizarse para este tipo de líquidos siempre y cuando el material sea el adecuado.

1.7- Conclusiones del capítulo 1

- En las literaturas científicas consultadas existe suficiente información para la evaluación del proceso de intercambio térmico entre dos fluidos a diferentes temperaturas. Sin embargo, en el caso del enfriamiento del licor amoniacal es necesario considerar las características del fluido y sus particularidades dentro del proceso.
- En el análisis del comportamiento de la eficiencia y evaluación continua de los intercambiadores de calor se necesitan mediciones de los parámetros fundamentales que intervienen en el proceso de intercambio térmico. La pérdida de eficiencia, en intercambiadores de calor de placas, está influenciada por la presencia de elementos incrustantes en el fluido, que provoca variaciones en el coeficiente global. Su incidencia es notable en el enfriamiento del licor amoniacal empleado en el proceso de obtención del níquel.

CAPÍTULO II. PROCEDIMIENTO PARA LA EVALUACIÓN DEL PROCESO DE ENFRIAMIENTO DEL LICOR AMONIACAL.

2.1- Introducción

El proceso de enfriamiento y calentamiento de fluidos en intercambiadores de calor depende de diversos parámetros, los cuales deben ser considerados en el procedimiento de cálculo. El conocimiento del proceso y el desarrollo de expresiones matemáticas que representen el fenómeno físico, permiten la interpretación de las múltiples situaciones que se presentan durante su análisis.

El objetivo de este capítulo es establecer el procedimiento de cálculo que caracterice a las principales variables que intervienen en el proceso de enfriamiento del licor amoniacal en la U.B.P. recuperación de amoniaco de la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”.

2.2- Procedimiento para el análisis de los intercambiadores de calor.

En la evaluación de un sistema de intercambio térmico es posible el uso de dos métodos:

- Método de la diferencia efectiva de temperatura
- Método de la efectividad y el número de unidades de transmisión del calor

Los dos procedimientos para realizar el análisis de los intercambiadores de calor, tanto por el DTML y el NTU, para cualquier problema pueden usarse y obtener resultados equivalentes, sin embargo, dependiendo de la naturaleza del problema, el método de NTU puede ser más fácil de aplicar.

2.2-1. Método de la diferencia efectiva de temperatura.

El flujo de calor transferido de una sustancia caliente a la sustancia fría, puede determinarse mediante la ecuación 2.1

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad (2.1)$$

Donde:

- ✓ U : coeficiente global de transferencia de calor; $\text{W/m}^2 \text{K}$.
- ✓ A : área de transferencia de calor; m^2 .
- ✓ ΔT_{lm} : diferencia de temperatura media logarítmica; K .

2.3. Procedimiento para determinar el coeficiente global de transferencia de calor.

El coeficiente de transferencia de calor es uno de los factores mas importantes para el análisis de estas instalaciones, el mismo se puede obtener mediante el análisis de los procesos de transferencias que ocurren en el proceso, o se puede seleccionar según la tabla 1.2 del Incropera (2010) (ver tabla 2.1.)

Tabla 2.1. Coeficiente global de transferencia de calor, fuente Incropera (2010)

Fluid Combination	$U (\text{W/m}^2 \cdot \text{K})$
Water to water	850–1700
Water to oil	110–350
Steam condenser (water in tubes)	1000–6000
Ammonia condenser (water in tubes)	800–1400
Alcohol condenser (water in tubes)	250–700
Finned-tube heat exchanger (water in tubes, air in cross flow)	25–50

Esta forma es más fácil, pero menos exacto, pues los valores de los coeficientes de transferencia de calor no abarcan todos los casos y además, los rangos que ofrece la tabla son bastante amplios, por lo que en algunos casos se pueden introducir cierto error en el cálculo.

La determinación del coeficiente global de transferencia de calor en una instalación de intercambio térmico, depende de varios factores, los más significativos son los siguientes:

- Coeficiente de transferencia de calor por convección.
- Coeficiente de transferencia de calor por conducción.
- Resistencias por incrustaciones.

Tesis en Opción al Título de Ingeniero mecánico
Autora: Sadis Leyva Legra

- Principales parámetros y propiedades de los fluidos (temperatura, presión, velocidad, viscosidad, densidad, número de prandtl...).

Mediante el uso de los coeficientes de transferencia de calor por convección para ambos fluidos y el conocimiento de las resistencias por incrustaciones, el coeficiente global de transferencia de calor se obtiene por la siguiente expresión 2.2 (Incropera, 2010):

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_l \cdot A} + R_{cond} + \frac{1}{h_a \cdot A} + R_l + R_a \quad (2.2)$$

Donde:

- ✓ h_l, h_a : coeficientes de transferencia de calor por convección para el agua y el licor; W/m² K.
- ✓ R_{cond} : resistencia térmica por conducción; K/W
- ✓ R_l, R_a : resistencias térmicas de ensuciamiento del licor y agua; K/W

El valor del coeficiente global (U) depende de los coeficientes de transferencia de calor por convección de los fluidos frío y caliente (h_l y h_a) y está fuertemente influenciado por la forma de las corrugaciones de las placas. Las resistencias térmicas de ensuciamiento (R_l, R_a) se generan como consecuencia de que los fluidos pueden transportar contaminantes, y con el paso del tiempo estos se van depositando sobre las superficies. De este modo se crea una capa entre el fluido y la superficie que crece en espesor y genera una resistencia térmica adicional con un valor significativo para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.

Debido a que las placas están construidas de acero inoxidable AISI 316, cuya conductividad térmica es de 13,4 W/m K, se tiene que para el espesor de placa de 0,4 mm, la resistencia de conducción es ecuación 2.3 (Izquierdo, 2002):

$$R_{cond} = \frac{e}{k_m \cdot A} = \frac{4}{134000 \cdot A} \quad (2.3)$$

Donde:

Tesis en Opción al Título de Ingeniero mecánico
Autora: Sadis Leyva Legra

- ✓ e : espesor de las placas; m.
- ✓ k_m - coeficiente de conductividad térmica de las placas; W/m K

Las resistencias de conducción y por incrustaciones de las placas, cuando se realiza la limpieza del intercambiador de calor, son despreciables en comparación con las de convección, para ambos fluidos.

Para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor, tanto para el exterior como para el interior, por convección, es necesario establecer su relación con números adimensionales tales como: Reynolds, Nusselt y Prantdl.

El número de Reynolds, relaciona las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas, su expresión es Ecuación 2.4:

$$Re = \frac{V \cdot L_c \cdot \rho}{\mu} \quad (2.4)$$

Donde

- ✓ Re : Número de Reynolds: adimensional
- ✓ V : velocidad del fluido (licor amoniaco o agua de enfriamiento); m/s.
- ✓ ρ : densidad del fluido; kg/m³.
- ✓ μ : coeficiente dinámico de viscosidad; kg/m³.
- ✓ L_c : longitud característica del canal; m.

La longitud característica del canal, también denominado diámetro hidráulico, se calcula (ecuación 2.5) a partir de la geometría del canal.

$$L_c = \frac{4 \cdot S_c}{P_c} = \frac{4 \cdot b \cdot W}{2 \cdot (b + W)} \quad (2.5)$$

Donde

- ✓ b : ancho del canal o espacio entre placas; m.
- ✓ W : ancho de la placa; m.

Debido a que la distancia entre placas (b) es mucho menor que el ancho de la placa (W) la ecuación anterior se puede expresar de la forma siguiente: Ecuación 2.6:

$$L_c \cong \frac{4 \cdot b \cdot W}{2 \cdot W} = 2 \cdot b \quad (2.6)$$

El número de Prandtl relaciona la difusividad viscosa y la difusividad térmica (ecuación 2.7).

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (2.7)$$

Donde

- ✓ Pr : Número de Prandtl; adimensional
- ✓ k : Conductividad térmica del fluido; W/mK
- ✓ C_p : Calor específico del fluido

El coeficiente de transferencia de calor para ambos fluidos, tanto para el caliente como para el frío, se determina por la siguiente ecuación (2.8)

$$h = \frac{c \cdot Re^n \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot k}{L_c} \quad (2.8)$$

Donde:

- ✓ Los valores de c y n son coeficientes que dependen del tipo de flujo y se obtienen de forma experimental.

Según la investigación realizada por Quintana (2013)

Los coeficientes de transferencias de calor, tanto para el licor como para el agua, se pueden determinar por las siguientes ecuaciones (2.9 y 2.10)

Resultado del número de Nusselt para el agua:

$$Nu_a = 0,2883 \cdot Re_a^{0,657} Pr_a^{\frac{1}{3}} \quad (2.9)$$

Resultado del número de Nusselt para el licor amoniacal:

$$Nu_l = 0,2817 \cdot Re_l^{0,657} Pr_l^{\frac{1}{3}} \quad (2.10)$$

El número de Nusselt, cuyo significado físico es el gradiente de temperatura adimensional en la superficie, se determina por la siguiente expresión: 2.11.

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k} \quad (2.11)$$

Determinación de la variación de temperatura media logarítmica.

La variación de temperatura media logarítmica se puede determinar por la siguiente ecuación 2.12

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (2.12)$$

La determinación de la diferencia de temperaturas ΔT_1 y ΔT_2 depende de las condiciones de operación, ya sea a flujo paralelo o a contraflujo, para el caso de estudio el proceso ocurre a contraflujo y la representación de la diferencias de temperatura ΔT_1 y ΔT_2 se pueden ver en la siguiente figura:

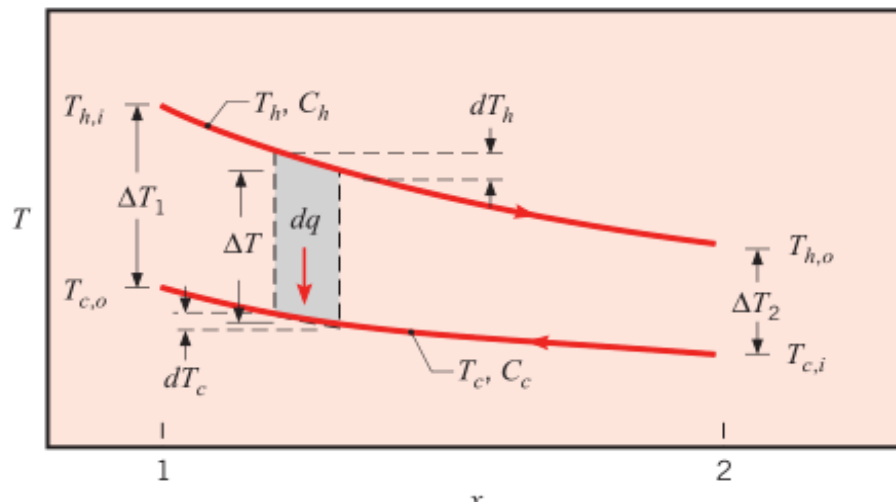


Figura 2.1 Distribución de temperatura para intercambiadores de calor a contra flujo

Según la figura 2.1, la diferencia de temperatura ΔT_1 y ΔT_2 para flujos paralelos, se determina por las ecuaciones 2.13 y 2.14 :

$$\Delta T_1 = T_{hi} - T_{co} \quad (2.13)$$

$$\Delta T_2 = T_{ho} - T_{ci} \quad (2.14)$$

Donde

- ✓ T_{hi} : Temperatura de entrada del fluido caliente
- ✓ T_{ho} : Temperatura de salida del fluido caliente
- ✓ T_{ci} : Temperatura de entrada del fluido frío
- ✓ T_{co} : Temperatura de salida del fluido frío

2.2-2. Método de la relación efectividad-NTU.

Es simple usar el método de la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD) para el análisis de los intercambiadores de calor cuando la temperatura de entrada de los fluidos es conocida y las temperaturas de salida se especifican o se determinan de forma fácil, a partir de las expresiones de balance. No obstante, si solo las temperaturas de entrada se conocen, el uso del método de la diferencia de temperatura media logarítmica requiere un procedimiento iterativo. En tales casos, es preferible usar una aproximación alternativa, llamado método de la efectividad – NTU.

Para definir la efectividad de un intercambiador de calor, primero se debe determinar el flujo máximo de calor transferido ($q_{\max}$) para el intercambiador. Esta transferencia de calor puede, en principio, ser alcanzada en un intercambiador a contra flujo de longitud infinita. En tales intercambiadores, uno de los fluidos debe experimentar la diferencia de temperatura máxima posible ($T_{hi} - T_{ci}$). Para ilustrar este punto, se considera una situación para la que ($c_c < c_h$), para el que $|dT_c| > |dT_h|$. El fluido frío debe entonces, experimentar el cambio de temperatura mayor, y ya que $L \rightarrow \infty$, este se debe calentar hasta la temperatura del fluido caliente ($T_{co}=T_{hi}$) de acuerdo con la ecuación 2.17.

Si $c_c < c_h$:

$$C_c = m_c \cdot C_{pc} \quad (2.15)$$

$$C_h = C_c \cdot \frac{(T_{co} - T_{ci})}{(T_{hi} - T_{ho})} \quad (2.16)$$

Tesis en Opción al Título de Ingeniero mecánico
Autora: Sadis Leyva Legra

Entonces, el flujo máximo de calor transferido se determina por:

$$q_{\max} = C_c (Th_i - Tc_i) \quad (2.17)$$

De forma similar, si $C_h < C_c$ el fluido caliente debe experimentar el mayor cambio de temperatura y se debe enfriar hasta la temperatura de entrada del fluido frío ($Th_o = Tc_i$)

De la ecuación 2.18, se obtiene.

Si $C_h < C_c$:

$$q_{\max} = C_h (Th_i - Tc_i) \quad (2.18)$$

$C_c \rightarrow$ Coeficiente de la capacidad de calor del fluido frío.

$C_h \rightarrow$ Coeficiente de la capacidad de calor del fluido caliente.

$Th_i \rightarrow$ Temperatura de entrada del fluido caliente.

$Tc_i \rightarrow$ Temperatura de entrada del fluido frío.

$m_c \rightarrow$ Flujo del fluido frío.

$Cp_c \rightarrow$ Calor específico del fluido frío.

A partir de estos resultados se puede plantear ecuación 2.19:

$$q_{\max} = C_{\min} (Th_i - Tc_i) \quad (2.19)$$

Donde $C_{\min}$ es igual a C_c o C_h dependiendo de cual sea el mas pequeño.

El calor transferido al fluido frío se obtiene según la expresión 2.20:

$$qc = m_c \cdot Cp_c \cdot (Tc_o - Tc_i) \quad (2.20)$$

Para la selección de las propiedades de la sustancia que se va a calentar, se calcula la temperatura media entre la entrada y la salida (ecuación 2.21 2.22).

$$T_c = \frac{T_{c_i} + T_{c_o}}{2} \quad (2.21)$$

$T_c \rightarrow$ Temperatura media del fluido frío.

$T_{c_o} \rightarrow$ Temperatura a la salida del fluido frío.

$$T_h = \frac{T_{h_i} + T_{h_o}}{2} \quad (2.22)$$

$T_h \rightarrow$ Temperatura media del fluido caliente.

$T_{h_o} \rightarrow$ Temperatura a la salida del fluido caliente.

Luego, con estos valores, por medio de la tabla A.6 Incropera (2003), se obtiene el calor específico C_{p_c} y C_{p_h} del fluido frío y caliente correspondientemente.

Es ahora lógico definir la efectividad (ε) como la relación entre el flujo de transferencia de calor para un intercambiador de calor y la máxima transferencia de calor posible.

$$\varepsilon \equiv \frac{q}{q_{\max}} \quad (2.23)$$

Cuando $C_c = C_{\min}$.

$$\varepsilon \equiv \frac{C_h (T_{h_i} - T_{h_o})}{C_{\min} (T_{h_i} - T_{c_i})} \quad (2.24)$$

Cuando $C_h = C_{\min}$.

$$\varepsilon = \frac{C_c (T_{c_o} - T_{c_i})}{C_{\min} (T_{h_i} - T_{c_i})} \quad (2.25)$$

$T_{c_o} \rightarrow$ Temperatura a la salida del fluido frío.

Tesis en Opción al Título de Ingeniero mecánico
Autora: Sadis Leyva Legra

$Th_o \rightarrow$ Temperatura a la salida del fluido caliente.

Por definición, la efectividad, que es adimensional, debe estar en el rango $0 \leq \varepsilon \leq 1$, si $(Th_i y Tc_i)$ se conocen, entonces el flujo de transferencia de calor se determina por la expresión 2.26.

$$q = \varepsilon \cdot C_{\min} \cdot (T_{hi} - T_{ci}) \quad (2.26)$$

Para cualquier intercambiador de calor se cumple que:

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad (2.27)$$

Donde $C_{\min}/C_{\max}$ es igual a C_c/C_h o C_h/C_c .

El número de unidades de transferencia de calor (NTU) es un parámetro adimensional que es ampliamente usado para el análisis de los intercambiadores de calor y se define como (ecuación 2.28):

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{\min}} \quad (2.28)$$

Con los valores de la efectividad y la relación C_h/C_c , se busca en la figura 11.15 Incropera (2010) el (NTU).

2.3- Eficiencia de los intercambiadores de calor de placas.

La eficiencia es el porcentaje (%) que representa la relación del desempeño real del equipo con respecto al desempeño máximo (Raju & Chand, 1987; Varona, 2007; Abril, 2008).

$$\eta = \left(\frac{T_{el} - T_{sl}}{T_{el} - T_{ea}} \right) \cdot 100 \quad (2.29)$$

2.4- Instalación experimental para la evaluación del proceso de enfriamiento del licor amoniacal.

El proceso de enfriamiento del licor amoniacal en la U.B.P. recuperación de amoniaco de la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara,” se evaluó usando la propia instalación industrial. Los equipos y accesorios más importantes que la componen son los siguientes:

- Bombas centrífugas
- Intercambiador de calor de placas
- Baterías de intercambiadores de tubos y coraza
- Sistema regulador de flujo
- Instrumentación y control de los parámetros

Bombas centrífugas de licor fuerte y agua de enfriamiento.

Bombas de licor fuerte: Son las encargadas de bombear todo el licor obtenido en el fondo de las torres absorbedoras y pasarlo a través de los intercambiadores recirculando parte del fluido a las propias torres y otro, a las torres de CO₂. Se mueven mediante motores eléctricos, son centrífugas y pueden funcionar cinco en total. Sus características técnicas son las siguientes:

- Capacidad: 280 m³/h
- Altura de presión: 3.5 kgf/ cm²
- Potencia: 55 kW
- Voltaje: 440 V
- Frecuencia: 60 Hz

Bombas de agua de enfriamiento: Bombeian el agua de enfriamiento desde las torres de enfriamiento en un sistema centralizado que distribuye el fluido a varios consumidores de la empresa, las principales características de las mismas son las siguientes:

- Capacidad: 3200 m³/h
- Altura de presión: 67 m de H₂O
- Potencia: 630 kW
- Voltaje: 440 V

Tesis en Opción al Título de Ingeniero mecánico
Autora: Sadis Leyva Legra

- Frecuencia: 60 Hz
- Número de revoluciones: 900 rpm

Intercambiador de calor de placas.

El intercambiador de calor de placas usado en el proceso de enfriamiento del licor amoniacal es de la firma APV HEAT TRANSFER, procedente de Dinamarca, este se coloca en paralelo con la batería de intercambiadores de tubos y coraza. En la figura (2.1) se muestran las particularidades de la instalación.

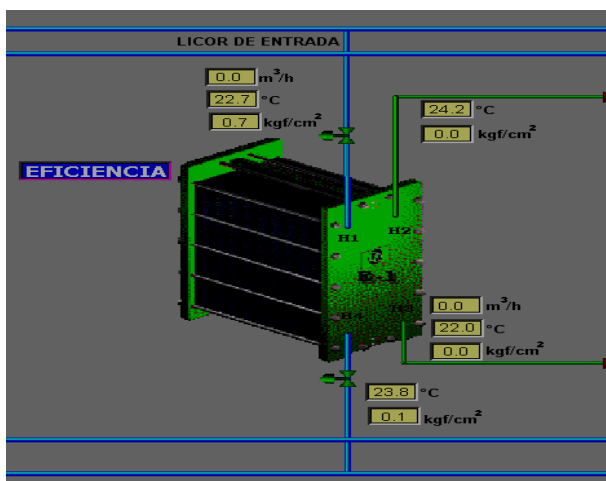


Figura 2.1. Diagrama de flujo del intercambiador de calor de placas.

En la figura 2.2 se muestra un corte del intercambiador de calor de placas y el movimiento del fluido por el interior del mismo, las flechas en el lado izquierdo corresponden con el fluido caliente (licor amoniacal) y en el lado derecho, con el agua de enfriamiento.

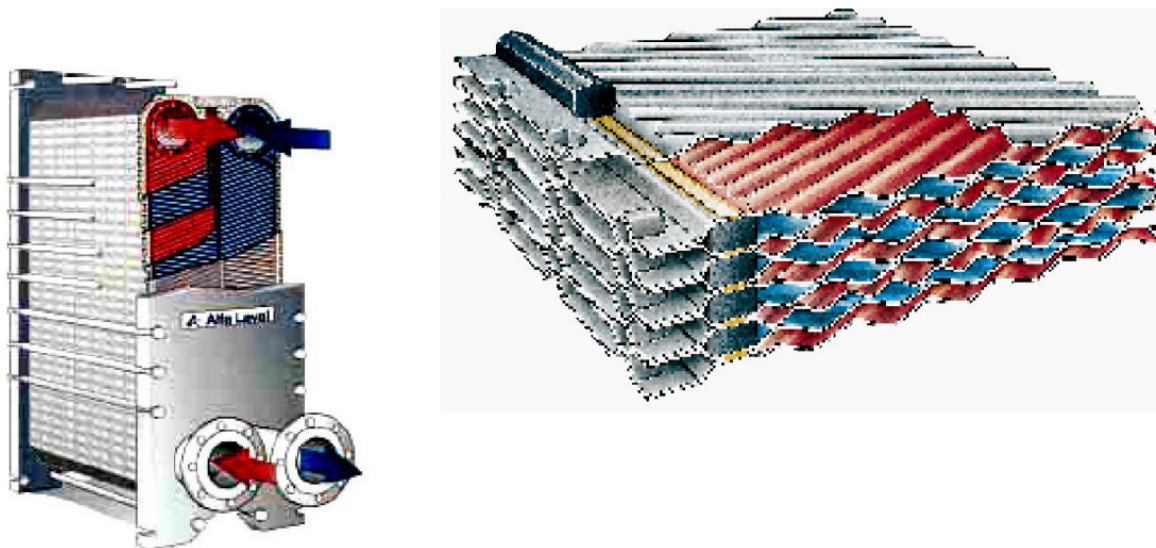


Figura 2.2. Movimiento del licor amoniacal y el agua por el interior del intercambiador de placas

En la tabla 2.1 se exponen los principales parámetros de trabajo del intercambiador suministrado por la firma productora de estos equipos.

Tabla 2.1. Datos Técnicos del intercambiador de calor de placas.

Parámetros y dimensiones	Unidad de medida	Lado caliente	Lado frío
Fluido	-	Licor producto	Agua
Área de intercambio de calor	m²	589	
Número de placas	U	471	
Temperaturas promedio			
Entrada	°C	55.0	28.0
Salida	°C	35.0	54
Máxima temperatura de trabajo	95 °C		

continuación	
Presión de trabajo	6 bar
Presión de prueba	9 bar
Dirección relativa de los fluidos	Contracorriente
Material de las placas (Acero inoxidable)	Placas tipo B: AISI 316

Principales variables que intervienen en el proceso.

De acuerdo con la literatura consultada (Varona, 2007; Torres, 2011) y el procedimiento de cálculo establecido, las principales variables involucradas en el proceso de enfriamiento del licor amoniacal en la U.B.P. recuperación de amoniaco de la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara” son las siguientes:

- Temperatura de entrada del licor amoniacal
- Temperatura de entrada del agua de enfriamiento
- Temperatura de salida del licor amoniacal
- Temperatura de salida del agua de enfriamiento
- Flujo másico del licor amoniacal
- Flujo másico del agua de enfriamiento
- Presión de entrada y salida del licor amoniacal y agua de enfriamiento

Las mediciones obtenidas de la instalación experimental se muestran en la tabla 1 del anexo 1

2.5- Composición química del licor amoniacal.

El licor amoniacal se obtiene a partir de la absorción de los gases de CO_2 y NH_3 , obtenidos como consecuencia de la destilación del licor producto y la cola. Es un líquido incoloro, su densidad promedio es de 1 g/cm^3 a la temperatura de 35°C . Su composición química se expone en la siguiente tabla.

Tabla 2.4. Composición química del licor amoniacal

Ni	<0,005 %
NH_3	14 %
CO_2	7 %
H_2O	79 %
Sólidos en suspensión	20 ppm

2.6- Conclusiones del capítulo 2

- Se estableció el procedimiento de cálculo que permite determinar: los coeficientes de transferencia de calor, los parámetros racionales de trabajo y la eficiencia del proceso de enfriamiento del licor amoniacal en la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”.
- Se describe la instalación experimental y las variables que intervienen en el proceso de enfriamiento del licor.

CAPÍTULO III. ANÁLISI DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES

3.1- Introducción

El procedimiento de cálculo obtenido en el capítulo precedente exige la ejecución de experimentos para obtener los coeficientes de transferencia de calor del proceso de enfriamiento del licor amoniacal. Los resultados experimentales permiten, además, el análisis del comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor en función de las incrustaciones y la propuesta de acciones para reducir los consumos energéticos y la pérdida de amoniaco en el proceso posterior.

Los objetivos de este capítulo son:

- Obtener los coeficientes de transferencia de calor del proceso de enfriamiento del licor amoniacal mediante el diseño experimental apropiado.
- Evaluar el comportamiento de los principales parámetros de trabajo del proceso a partir de los resultados experimentales obtenidos.

3.2- Resultados de la experimentación

A partir de las mediciones obtenidas en el periodo de un mes se tomaron los valores máximo medio y mínimo, para la evaluación del comportamiento del intercambiador de placa de la empresa Comandante Ernesto Che Guevara, los cuales se muestran en la siguiente tabla 3.1.

Tabla 3.1. Análisis estadístico del proceso de enfriamiento del licor

Valor	Ma (kg/s)	M _l (kg/s)	T _{ea} (°C)	T _{el} (°C)	T _{sa} (°C)	T _{sl} (°C)
Máximo	130,23	85,14	28,21	55,17	47,18	29,51
Medio	110,0828	74,9648	28,1056	55,0336	46,9508	29,0056
Mínimo	89,89	64,87	27,96	54,93	46,25	28,52

Para la evaluación del intercambiador fue necesario tener en cuenta las propiedades termo físicas del licor y las del agua, las cuales se buscaron en las tablas de

propiedades en el Incropera (2010) y las características físicas del intercambiador de calor.

Tabla3.2. Características físicas del intercambiador de calor

Características	Valor	U/m
Longitud de las placas	0.79	m
Ancho de las placas	0.84	m
Distancia entre placas	2.4×10^{-3}	m
Número de placas	471	-
Área de intercambio de calor	589	m ²

3.3- Principales resultados.

Los resultados obtenidos de la evaluación de las principales variables que intervienen en el proceso de enfriamiento del licor amoniacal se exponen en la tabla 3.3. Los resultados se obtuvieron mediante el software profesional Mathcad 13, los cuales se presentan en el anexo 2.

Tabla 3.3. Principales resultados de la evaluación del proceso de enfriamiento del licor

parámetros	Máximo	Medio	Mínimo	U/m
Velocidad del agua	0,276	0,236	0,191	m/s
Velocidad del Licor	0,181	0,16	0,138	m/s
Reynolds agua	1,90E+03	1,62E+03	1,31E+03	-
Prandals agua	4,624	4,624	4,624	-
Reynolds Licor	7,92E+04	6,97E+04	6,03E+04	-
Prandals licor	0,78	0,78	0,78	-
Nussel Agua	68,42	61,675	53,684	-
Nussel Licor	444,632	408,946	371,891	-
Coef. convección agua	8,95E+03	8,07E+03	7,02E+03	W/mK
Coef. convección Licor	2,52E+03	2,32E+03	2,11E+03	W/mK
Flujo de calor	1,03E+07	8,74E+06	6,87E+06	W

DTML	12,699	12,714	12,894	K
Coef Global TC estimado	1,97E+03	1,83E+03	1,62E+03	W/m ² K
Área de transferencia de calor	412,767	382,03	328,65	m ²
Coef Global TC experimental	1,38E+03	1,17E+03	904	W/m ² K

3.4- Análisis de los resultados.

Uno de las variantes de más importancia en el proceso de enfriamiento, es el coeficiente global de transferencia de calor, ya que este define la eficiencia del proceso, es por ello que el estudio de su comportamiento es muy necesario para la instalación. La figura 3.1 representa el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor global estimado y experimental para las condiciones mínima media y máxima.

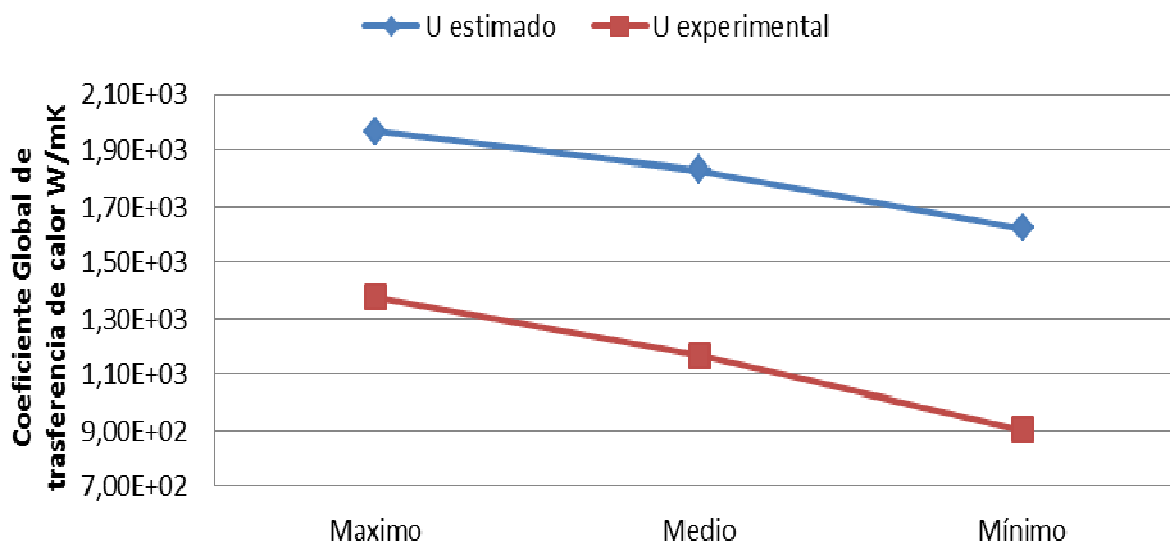


Figura 3.1. Comparación del coeficiente de transferencia de calor global (U estimado y U Experimental)

El coeficiente de transferencia de calor global, tanto experimental como el estimado, se comportan de manera muy similar, además, los errores relativos puntuales calculados están entre los 4 y 7 %, lo que significa que los resultados pueden ser considerados para la toma de decisiones en la ingeniería, pues son menores del 10 %.

La temperatura de salida del licor depende del calor absorbido por el agua, por tal motivo, en la figura 3.2 se representa el comportamiento del flujo de calor en función del flujo del agua. Según el comportamiento representado en la figura, el flujo de calor es directamente proporcional al flujo de agua, es decir, que a medida que disminuye el flujo de agua, también disminuye el flujo de calor.

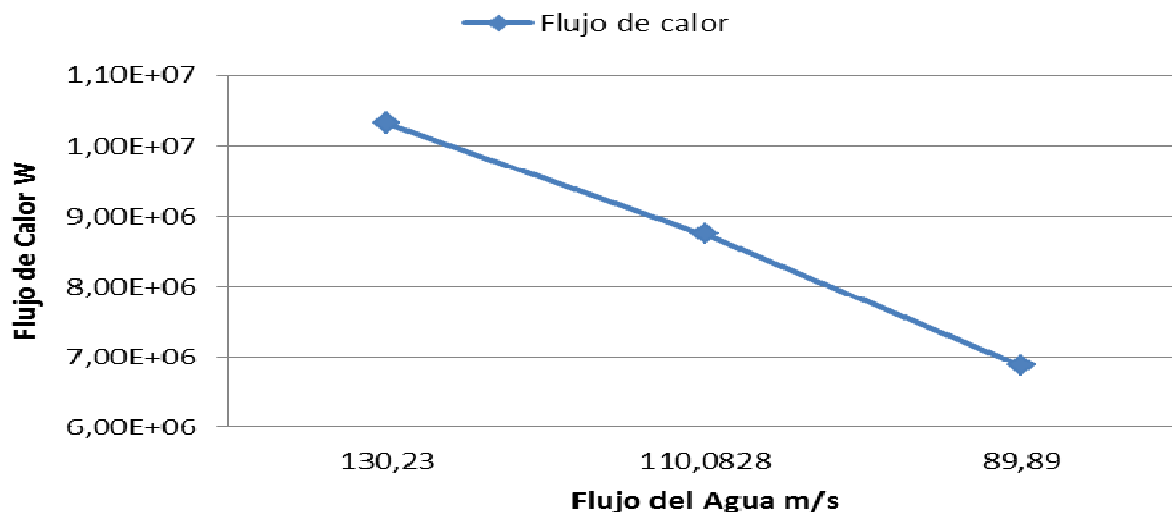


Figura 3.2. Comportamiento del flujo de calor en función del flujo del agua

Otros de los principales parámetros de trabajo de los intercambiadores de calor, es el área de intercambio térmico. La figura 3.3 muestra la variación del área de intercambio térmico para las condiciones analizadas, todas son inferiores a las del área real del intercambiador, lo que indica que el intercambiador está siendo subutilizado.

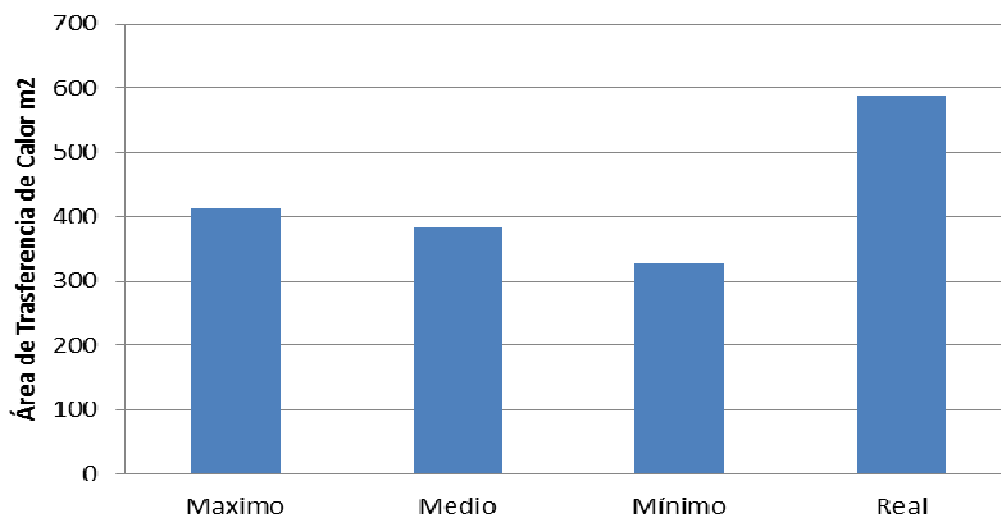


Figura 3.3. Área de intercambio térmico

3.5- Valoración económica de la propuesta.

En la tabla 3.4 se realiza una valoración comparativa de los principales indicadores económicos, en ambas instalaciones de intercambio térmico. Ellos están relacionados con la demanda de potencia de ambas instalaciones y el consumo de agua para dicho intercambiador de calor.

Tabla 3.4. Principales indicadores económicos comparativos entre ambas instalaciones de intercambio térmico.

Indicadores	Intercambiadores de tubos y coraza	Intercambiador de placas	Diferencia y costo monetario
Consumo de agua de enfriamiento	537,48 m ³ /h	380,8 m ³ /h	156,68 m ³ /h
Potencia demandada para el bombeo del licor	50,67 kW	48,92 kW	1,75 kW
Potencia demandada para el bombeo del agua de enfriamiento	84, 31 kW	73, 57 kW	10,74 kW
Costo total de 1 m ³ de agua			0,25 USD/ m ³
Costo promedio de la energía			70 USD/ MW-h
Ahorro diario por concepto de consumo de agua para el enfriamiento de 800 m ³ /h de licor			940,8 USD/día
Ahorro diario por concepto de bombeo de agua para el enfriamiento de 800 m ³ /h de licor			20,98 USD/día
Ahorro anual por concepto de consumo de agua para el enfriamiento y demanda de potencia para el bombeo			346240,8 USD/año

3.6- Aspectos teóricos relacionados con el impacto ambiental.

El deterioro del medio ambiente es uno de los problemas más complejos que enfrenta la humanidad actualmente, el desarrollo vertiginoso de la industria en los últimos años ha

Tesis en Opción al Título de Ingeniero mecánico
Autora: Sadis Leyva Legra

llevado a niveles sin precedentes la contaminación ambiental, dañando el aire y las aguas con sustancias nocivas al hombre y a la vida animal. Actualmente la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara” se ve obligada a realizar cambios tecnológicos, sociales y productivos, esto implica la necesidad de que los obreros estén protegidos ante las mutables exigencias del entorno en que trabajan.

Los principales riesgos a que se exponen los trabajadores en la U.B.P. recuperación de amoníaco son:

- Exposición a sustancias tóxicas (amoníaco).
- Contacto con sustancias extremadamente calientes (vapor, licor y cola).

Las afectaciones que produce el amoníaco en la salud del hombre son las siguientes:

- El amoníaco, tanto el líquido como el vapor es fuertemente irritante para la piel, los ojos y las vías respiratorias.
- El amoníaco es muy tóxico y la exposición a altas concentraciones puede producir quemaduras, cegueras y hasta la muerte.
- Las concentraciones medias de amoníaco pueden causar decaimiento, irritación, congestión, hinchazón o entumecimiento de las membranas mucosas de los ojos, nariz y garganta.
- El líquido produce quemaduras graves, parecidas a las quemaduras cáusticas.
- La ingestión del amoníaco líquido origina una severa acción corrosiva en la boca, la garganta y el estómago.

Medidas de seguridad:

- El personal que trabaja con amoníaco siempre debe tener en cuenta la dirección en que circula el aire para situarse de manera que este no fluya hacia él, para que los vapores del amoníaco sean alejados del mismo.
- Conocer dónde están situadas las duchas y lavadores de ojos para que cualquier obrero afectado se lave con agua rápidamente.

- Utilizar los medios de protección personal como: careta/gases, botas de goma, guantes de goma y traje de protección química con aire asistido en caso que se requiera.
- Cumplir todo lo establecido en las instrucciones de los puestos de trabajo con el objetivo de prevenir el contacto directo del líquido o una exposición imprevista al gas.

3.7- Conclusiones del capítulo 3

- Se obtuvieron los coeficientes de transferencia de calor del proceso de enfriamiento del licor amoniacal.
- Se determinó, con la comparación del área de intercambio térmico, que el intercambiador de calor está siendo sobre utilizado. Las principales afectaciones están asociadas a la emanación de sustancias tóxicas (amoníaco) que en grandes concentraciones puede provocar quemaduras, intoxicación, ceguera y hasta la muerte.

CONCLUSIONES GENERALES

1. En las literaturas científicas consultadas existe suficiente información para la evaluación del proceso de intercambio térmico entre dos fluidos a diferentes temperaturas. Sin embargo, en el caso del enfriamiento del licor amoniacal es necesario considerar las características del fluido y sus particularidades dentro del proceso.
2. Los valores obtenidos del coeficiente global de transferencia para las condiciones analizadas máxima, media y mínima, son $1,97\text{E}+03$, $1,83\text{E}+03$ y $1,62\text{E}+03$ W/mK
3. El error relativo puntual del coeficiente global de transferencia de calor experimental y el estimado, son menores del 7%.
4. El ahorro anual mediante el uso de intercambiadores de calor de placas es de 346,240.80 USD.

RECOMENDACIONES

1. Emplear la información científico-técnica establecida en el trabajo como material de apoyo en la realización de actividades académicas en cursos de pregrado y postgrado.
2. Utilizar las expresiones obtenidas para el cálculo del Nusselt en la selección y evaluación de intercambiadores de placas para el proceso de enfriamiento del licor amoniacal en las empresas del níquel.
3. Continuar desarrollando la investigación para la determinación de los coeficientes de transferencia de calor que se emplean en otros procesos de intercambio térmico en la industria del níquel y los servicios.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. ABRAHAM, F. F. 2006. Resultados de la aplicación de la metodología de autoaprendizaje del método de los elementos finitos a casos de transferencia de calor. Ingeniería 14 (1), pp. 26-35. Colombia.
2. ABRIL J.J. 2008. Determinación del coeficiente superficial de transmisión del calor en los procesos que utilizan pulverización de agua. V congreso español de ingeniería. Barcelona, España.
3. ANDERSON, D. A (2007). Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer, Taylor & Francis, Bristol, PA. USA.
4. ANDRÉS F. L. 2009. Identificación del coeficiente de transferencia de calor en una ecuación diferencial ordinaria. México.
5. BERGLES, A. E. (2005). Prediction of the effects of temperature-dependent fluid properties on laminar heat transfer, low Reynolds Number Flow Heat Exchanger, 451 – 471, Hemisphere, Washington, DC.
6. BETANCOURT A. R. 2005. Interv1.12 Software para el cálculo y la selección de intercambiadores de calor. Trabajo de Diploma. Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, Holguín, Cuba.
7. BONALS M. A. 1996. Método de evaluación del ensuciamiento térmico en cambiadores de envolvente y tubos sin cambio de fase a partir de datos de proceso (Fouling). Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Cataluña, España.
8. BURLEY, JAMES R.1991. "The Performance Attractions of Plate and Spiral Exchangers are Steadily Growing". Chemical Engineering 8(18), pp 90-96.
9. CABRAL G. T. (2004). Solución numérica al problema transferencia de calor en pozo intercambiador de calor vertical en el subsuelo. Revista Tecnológica 18(2). Universidad Nacional del nordeste. Argentina.
10. CHARCHAVAL S. L. 2010. Evaluación del sistema de calentamiento de agua de alimentación a las calderas con el uso de agua residual en la empresa "Ernesto Che Guevara". Trabajo de Diploma, ISMM, Moa, Cuba.

11. COLECTIVO DE AUTORES (2005). Manual de Operaciones de la UEB Recuperación de Amoniac. Empresa "Ernesto Che Guevara". Moa, Cuba.
12. FERNÁNDEZ M. E. 2011. Evaluación térmica de la batería de intercambiadores de calor en la planta de lixiviación en la empresa "Cdte. Ernesto Che Guevara". Trabajo de Diploma. ISMM, Moa, Cuba.
13. FUENTES, R.R. 2005. Método de diferencias finitas en mallas irregulares con soluciones analíticas parciales aplicado al flujo hidrodinámico. Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería 21(3), pp. 263-272.
14. FUENTES S. Y. 2007. Cálculos vericativos para la selección de intercambiadores de calor de placas en el proceso de enfriamiento del Licor de la planta de Recuperación de Amoniac. Trabajo de Diploma. ISMM, Moa, Cuba.
15. GIRALDO, G.D. 2005. Cálculo numérico de un modelo de evaporador con recompresión mecánica de vapor, Revista Ingeniería Javeriana. 40(1), pp. 47-55.
16. GIRALDO G. D. 2006. Estrategia de control predictivo sobre un modelo matemático de un evaporador. Revista Ingeniería e Investigación, 26(1), pp 37-44. ISSN 0120-5609. Bogotá, Colombia.
17. GIRÓN A. 2004. Cálculo vericativo de los intercambiadores de calor de placas en el proceso de lixiviación y lavado de la empresa "Cdte. Ernesto Che Guevara". Trabajo de Diploma. ISMM, Moa, Cuba.
18. GÓNGORA L.E. 2009. Coeficientes de transferencia de calor en enfriadores de mineral laterítico a escala piloto. Revista Minería y Geología. 25(3), pp. 1-18. Cuba.
19. GONZÁLEZ F. N. 2008. Determinación experimental del coeficiente de convección y el factor de fricción de un intercambiador de placas. Trabajo de diploma. Universidad Carlos III, Madrid, España.
20. HERNÁNDEZ A. A. 2010. Evaluación Energética del sistema de enfriamiento del licor de la planta Recuperación de Amoniac en la empresa "Cmdte.

Tesis en Opción al Título de Ingeniero mecánico
Autora: Sadis Leyva Legra

- Ernesto Che Guevara". Trabajo de Diploma. ISMM. Moa, Cuba.
21. INCROPERA, F. P. & DAVID P. W. 2003. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons. New York. U.S.A.
 22. ISACHENKO, V.; V. OSIPOVA; A. SUKOMEL. 1979. Transmisión del calor. Pueblo y Educación, La Habana, 556 p.
 23. IZQUIERDO M. M. 2002. Intercambiadores de calor de placas. Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad de Carlos Tercero. Madrid, España.
 24. JAMES, C.A. 2005. The application of Uncertainty Analysis to cross-flow Heat Exchanger Performance Predictions, ASME/JSME Thermal Eng. Conf.
 25. KASATKIN A. G. 1985. Operaciones básicas y aparatos en la tecnología química. Editorial pueblo y educación.
 26. KERN, D. 1999. Procesos de Transferencia de Calor. Primera Edición. Trigésima. Editorial Continental S.A. 970 p.
 27. LESME J. R. 1996. Modelación del movimiento de las partículas y pérdidas en codos durante el transporte neumático del bagazo. Tesis doctoral. Universidad de Oriente, Santiago de Cuba. 112p.
 28. LÓPEZ M. J. 2011. Evaluación energética del sistema de enfriamiento del licor amoniacal de la planta de Recuperación de Amoniac en la empresa "Cdte. Ernesto Che Guevara". Trabajo de Diploma. Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, Holguín, Cuba.
 29. MARTÍNEZ M.T., E. TORRES Y J.A. SOTO. 2004. Evaluación de Intercambiadores de Calor Compactos de Tubos Aletados. Revista Información Tecnológica. 15(4), pp. 47-54, México.
 30. MARTÍNEZ, M.T.; E. TORRES & J.A. SOTO. 2004. Evaluación de Intercambiadores de Calor Compactos de Tubos Aletados. Información Tecnológica 15 (4), pp. 47-54.
 31. MORAGA N. O. 2004. Numerical simulation of three-dimensional mixed convection in an air-cooled cavity. ISSN: 1040-7782. Universidad de Santiago de Chile, Chile.

32. PERRY R. H. 1999. Chemical Engineers' Handbook [cd-rom]. The McGraw-Hill Companies, INC. USA.
33. PICÓN N.M. 2004. Diseño termohidráulico de intercambiadores de calor plato y marco en arreglo simple y multipaso. Revista mexicana de Ingeniería Química 17 (3), pp. 22-34.
34. QUINTANA L. E. 2010. Método para evaluar la pérdida de eficiencia en intercambiadores de calor de placas en la industria del níquel, Evento ENERMOA 2010, ISBN 987-959-16-1216-8, ISMM, Moa, Cuba.
35. RAJU K.S. & CHAND J. 1987. Consider the plate heat exchanger. Heat Transfer, the Chemical Engineering Guide, Volume 2, pp. 241- 252, McGraw Hill Public.
36. RAMESH K. S. 2003. Fundamentals of heat exchanger design. Editorial John Wiley & Sons. New York, E.U.A.
37. RAMOS P. N. (1999). Bombas Ventiladores y Compresores. Editorial ISPJAE, Ciudad de La Habana, Cuba.
38. RAU K. S. 1980. "Consideraciones sobre los intercambiadores de placa", en Chemical Engineering, 87 (16). pp 133-144.
39. RODRÍGUEZ S. L. 2008. Evaluación del Calentador de Baja Presión de la Termoeléctrica "Lidio Ramón Pérez" de Felton. Trabajo de Diploma. ISMM. Moa, Cuba.
40. SUAREZ RAMON I. M. 2003. Modelización de condensadores de centrales térmicas mediante métodos CFD (Computational Fluid Dynamics) y aplicación a la predicción del ensuciamiento. Tesis Doctoral. Universidad de Oviedo, España.
41. SUNDÉN B. 2006. Computer Simulations in Compact Heat Exchangers. Computational Mechanics Publications. Southampton, UK.
42. TORRES T. E. et al. 2011. Coeficientes de transferencia de calor y pérdida de eficiencia en intercambiadores de calor de placas durante el enfriamiento del licor amoniacal. Revista Minería y Geología. 27(2), pp. 67-83.
43. VARONA B. F. 2007. Análisis del intercambiador de calor de placas enfriador de mosto en la cervecería "tínima". Tecnología Química 27 (3), pp 61-67.

Tesis en Opción al Título de Ingeniero mecánico
Autora: Sadis Leyva Legra

44. VEGA A. O. 2010. Evaluación del sistema de calentamiento de agua de alimentación a las calderas con el uso de agua residual en la Empresa “Ernesto Che Guevara”. Evento ENERMOA 2010, ISBN 987-959-16-1216-8, ISMM, Moa, Cuba.
45. WANG C. 2004. Comprehensive Study of Convex-Louver and Wavy Fin and Tube Heat Exchangers. Journal of Thermophysics and Heat Transfer. 12 (3), pp. 423-430. USA.
46. WEBB, R. L. 2003. Compact heat Exchangers, Heat exchanger Design handbook, section 3.9, Hemisphere publishing, New York. E.U.A.
47. ZAHID H. A. 2003. “Plate Heat Exchanger Literature Survey and New Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Refrigerant Evaporators”. Heat Transfer Engineering. Wiley & Sons. New York. U.S.A.

ANEXO**Tabla 1. RESULTADOS EXPERIMENTALES DE LAS VARIABLES EN EL INTERCAMBIADOR DE PLACAS.**

Exp.	Ma (kg/s)	M _l (kg/s)	T _{ea} (°C)	T _{el} (°C)	T _{sa} (°C)	T _{sl} (°C)
1	89,89	64,87	28,12	54,96	47,12	28,99
2	89,96	69,93	28,19	55,04	47,07	29,03
3	90,27	74,34	28,03	54,98	46,85	29,21
4	90,30	79,25	28,17	54,93	46,93	29,40
5	90,29	84,34	28,00	55,17	47,18	29,51
6	100,25	65,23	28,21	55,13	46,93	28,87
7	99,91	69,89	28,13	54,97	47,00	28,92
8	100,12	75,10	28,11	54,99	47,07	29,10
9	99,96	79,92	28,18	55,00	46,25	29,27
10	100,16	85,14	28,19	55,10	46,93	29,39
11	109,93	64,91	28,03	54,98	47,18	28,78
12	110,14	70,18	28,17	54,93	46,93	28,84
13	109,92	74,94	28,00	55,17	47,00	28,99
14	110,17	80,16	28,21	55,13	47,11	29,15
15	110,11	85,12	27,96	55,00	47,07	29,28
16	120,10	65,13	28,00	54,94	46,25	28,68
17	119,97	69,93	28,15	55,00	46,94	28,75
18	120,13	75,25	28,13	55,13	47,00	28,88
19	119,94	79,97	28,06	55,08	46,88	29,03
20	119,98	84,96	28,00	54,96	47,12	29,17
21	130,13	65,15	28,19	55,04	47,07	28,52
22	130,19	70,18	28,03	54,98	46,85	28,65
23	129,89	74,88	28,17	54,93	46,93	28,79
24	130,23	80,25	28,00	55,17	47,18	28,91
25	130,13	85,10	28,21	55,13	46,93	29,03

Donde:

Ma: flujo másico del agua de enfriamiento; kg/s

M_l: flujo másico del licor amoniacal; kg/s

T_{ea}: temperatura de entrada del agua de enfriamiento; °C

T_{el}: temperatura de entrada del licor amoniacal; °C

T_{sa}: temperatura de salida del agua de enfriamiento; °C

T_{sl}: temperatura de salida del licor amoniacal; °C

Tesis en opción al Título de Ingeniero mecánico

Autora: Sadis Leyva Legra