

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO

Análisis y diseño de un sistema de refrigeración por absorción

Andrés Ramiro Villacís Pérez

Tesis de grado presentada como requisito para la obtención del título de Ingeniero
Mecánico

Quito, abril de 2011

Universidad San Francisco de Quito
Colegio Politécnico, Facultad de Ingeniería
Mecánica

HOJA DE APROBACIÓN DE TESIS

**Análisis y diseño de un sistema de refrigeración por
absorción**

Andrés Ramiro Villacís Pérez

Ing. Andrés Proaño

Director de Tesis y

Miembro del Comité de Tesis

Fernando Romo, Ph.D.

Miembro del Comité de Tesis

Laurent Sass, Ph.D.

Miembro del Comité de Tesis

Ing. Pedro Meneses

Miembro del Comité de Tesis

Quito, abril de 2011

© Derechos de autor
Andrés Ramiro Villacís Pérez

2011

Dedicatoria

A mis padres, hermano, abuelo, tío y tías

Fausto Villacís Hidalgo

Jenny Pérez Váscones

David Villacís Pérez

Jorge Pérez Galarza

Susana Pérez Galarza

Fabiola Pérez Galarza

Juan Pérez Váscones

Por brindarme un hogar lleno de amor, dedicación y apoyo incondicional.

Agradecimientos

A la Universidad San Francisco de Quito por la beca Maxwell la cual me ha permitido desarrollarme de manera intelectual, social y emocional.

A mis padres por su confianza y empeño brindado a lo largo de toda mi vida.

A mis compañeros y profesores por compartir su paciencia y conocimientos.

Resumen

Esta tesis presenta el diseño termodinámico y dimensionamiento de componentes de un sistema de refrigeración por absorción con la mezcla amoníaco-agua. La primera parte detalla el modelo termodinámico construido a partir de balances de materia y energía, con la respectiva implementación en el software EES. Seguidamente se utilizan las condiciones determinadas por este modelo para dimensionar los equipos de transferencia de calor con el software HTRI. Por último se hace un análisis de rentabilidad del presente sistema comparándolo con el sistema tradicional de refrigeración por compresión de vapor.

Abstract

This thesis presents a thermodynamic design and dimensioning of the components for an absorption refrigeration system for the binary mixture ammonia-water. The first part gives in detail the thermodynamic model build based on matter and energy balances, with an implementation in Engineering Equation Solver (ESS) software. After that, the conditions obtained with the thermodynamic model are used to dimension the heat transfer equipment using HTRI software. Finally, a profitability analysis is presented, comparing the absorption system with the traditional vapor compression refrigeration system.

Tabla de contenido

| | |
|--|-----------|
| © Derechos de autor | iii |
| Dedicatoria | iv |
| Agradecimientos | v |
| Resumen | vi |
| Abstract | vii |
| Tabla de contenido | viii |
| Lista de figuras | x |
| Lista de tablas | xi |
| Reglas y convenciones para el uso de la tesis | xii |
| 1. INTRODUCCIÓN | 1 |
| 2. MARCO TEÓRICO | 3 |
| 2.1 Introducción a los sistemas de refrigeración por absorción | 3 |
| 2.2 El VARS y sus componentes | 8 |
| 2.3 Sistemas Bromuro de Litio-Agua. | 12 |
| 2.4 Sistemas amoníaco-agua | 17 |
| 2.5 Ventajas del VARS | 24 |
| 3. DISEÑO | 28 |
| 3.1 Descripción del análisis termodinámico | 28 |
| 3.2 Análisis termodinámico componente a componente | 28 |
| 3.2.1 Evaporador | 28 |
| 3.2.2 Condensador | 29 |
| 3.2.3 Intercambiador de calor de solución | 30 |
| 3.2.4 Intercambiador de calor para subenfriamiento de condensados | 31 |
| 3.2.5 Válvula de expansión de solución | 33 |
| 3.2.6 Válvula de expansión de refrigerante | 33 |
| 3.2.7 Bomba de solución | 34 |
| 3.2.8 Absorbedor | 35 |
| 3.2.9 Sistema de Rectificación de refrigerante | 36 |
| 3.2.10 Generador y parte inferior de la Columna de Rectificación | 38 |
| 3.2.11 Deflagmador o Condensador de reflujo y parte superior de la Columna de Rectificación | 40 |
| 3.3 Implementación en software | 41 |
| 3.4 Dimensionamiento de Equipos | 47 |
| 3.4.1 Consideraciones de la tubería | 48 |
| 3.4.2 Evaporador | 50 |
| 3.4.3 Condensador | 60 |
| 3.4.4 Intercambiador de calor Solución | 67 |
| 3.4.5 Intercambiador de calor para subenfriamiento | 72 |
| 3.4.6 Generador y Sistema de Rectificación de Refrigerante | 75 |

| | |
|--|-----|
| 3.4.7 Absorbedor | 78 |
| 4. ANÁLISIS DE RENTABILIDAD | 79 |
| 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES | 86 |
| BIBLIOGRAFÍA..... | 89 |
| ANEXO 1 Código de implementación del ciclo termodinámico en EES..... | 91 |
| ANEXO 2 Evaporadores de acero inoxidable..... | 95 |
| ANEXO 3 Resultados del diseño del evaporador..... | 100 |
| ANEXO 4 Resultados del diseño del condensador..... | 104 |
| ANEXO 5 Resultados del diseño del intercambiador de placas de solución..... | 108 |
| ANEXO 6 Resultados del diseño del intercambiador de placas de subenfriamiento... | 111 |

Lista de figuras

| | |
|--|----|
| Figura 2.1 Combinación de dos Ciclos Rankine..... | 4 |
| Figura 2.2 Diagrama T-s del Ciclo de Carnot para la generación de energía..... | 5 |
| Figura 2.3 Diagrama T-s del Ciclo de Carnot para refrigeración..... | 6 |
| Figura 2.4 Diagrama T-s. Ciclo de Carnot combinando generación de energía/ refrigeración o Ciclo Carnot de Refrigeración por Absorción..... | 7 |
| Figura 2.5 Sistema de Refrigeración por Absorción de Vapor básico, esquemáticamente en el diagrama P-T de la solución. | 10 |
| Figura 2.6 Diagrama de fase del Bromuro de litio acuoso..... | 14 |
| Figura 2.7 VARS que utiliza la mezcla agua-bromuro de litio..... | 16 |
| Figura 2.8 Comparación gráfica en un diagrama P-h de refrigerantes..... | 19 |
| Figura 2.9 Afectación de la presencia de agua en la salida del generador, en el ciclo VARS amoníaco-agua..... | 21 |
| Figura 2.10 VARS amoníaco-agua..... | 22 |
| Figura 2.11 Aumento de capacidad frigorífica por usar un intercambiador de calor interno..... | 23 |
| | |
| Figura 3.1 Diagrama del evaporador y sus flujos..... | 29 |
| Figura 3.2 Diagrama del condensador y sus flujos..... | 29 |
| Figura 3.3 Diagrama del intercambiador de calor de solución y sus flujos..... | 31 |
| Figura 3.4 Diagrama del intercambiador de calor subenfriador y sus flujos..... | 32 |
| Figura 3.5 Diagrama de la válvula de expansión de solución..... | 33 |
| Figura 3.6 Diagrama de la válvula de expansión del refrigerante y sus flujos..... | 34 |
| Figura 3.7 Diagrama de la bomba de solución y sus flujos..... | 35 |
| Figura 3.8 Diagrama del absorbedor y sus flujos..... | 36 |
| Figura 3.9 Sistema de rectificación de amoníaco y sus flujos..... | 37 |
| Figura 3.10 a) Diagrama del generador y parte inferior de la columna de rectificación con sus respectivos flujos, b) Diagrama T-x del proceso..... | 39 |
| Figura 3.11 a) Diagrama de la parte superior de la columna de rectificación y deflagrador con sus respectivos flujos, b) Diagrama T-x del proceso..... | 40 |
| Figura 3.12 Detalle del fenómeno dentro del evaporador..... | 51 |
| Figura 3.13 Mapa de regímenes evaporación en tubos horizontales para el evaporador..... | 56 |
| Figura 3.14 Tipos de regímenes de evaporación en tubos horizontales..... | 57 |
| Figura 3.15 Configuración geométrica de la tubería del evaporador..... | 58 |
| Figura 3.16 Esquema de los evaporadores, a) vista superior, b) vista lateral y detalles de construcción..... | 59 |
| Figura 3.17 Evaporador 3D..... | 60 |
| Figura 3.18 Designación TEMA A..... | 64 |
| Figura 3.19 Designación TEMA E..... | 64 |
| Figura 3.20 Designación TEMA N..... | 65 |
| Figura 3.21 CAD intercambiador tubo y coraza. a) vista frontal, b) corte interno y detalle de la distribución de las pasadas..... | 66 |
| Figura 3.22 CAD 3D condensador, a) intercambiador armado, b) detalle interno deflectores sin coraza ni tubos, c) estructura interna sin coraza..... | 67 |
| Figura 3.23 a) Esquema de flujo, b) Intercambiador de placas en bastidor..... | 69 |
| Figura 3.24 Intercambiadores de placas soldados..... | 70 |
| Figura 3.25 Dimensiones del intercambiador de solución de placas soldadas..... | 72 |
| Figura 3. 26 Dimensiones del intercambiador subenfriador de placas soldadas..... | 74 |
| Figura 3. 27 Método gráfico de McCabe-Thiele para el cálculo del número de platos teóricos de una columna de rectificación..... | 77 |
| Figura 3. 28 Desglose requerimientos energéticos del VARS..... | 81 |
| Figura 3. 29 Desglose energético en un sistema tradicional por compresión..... | 81 |
| Figura 3. 30 Porcentajes de las anualidades de una planta VARS..... | 84 |
| Figura 3. 31 Porcentaje de los costos anuales de una planta de refrigeración por compresión..... | 84 |
| Figura 3. 32 Gastos acumulados por 50 años..... | 85 |

Lista de tablas

| | |
|---|----|
| Tabla 2.1 Propiedades de los pares refrigerante-absorbente (Obtenido de Absortion Chillers and Heat Pumps) | 12 |
| Tabla 2. 2 Calor latente de diferentes refrigerantes a 0°C y -25°C | 19 |
| Tabla 3.1 Propiedades del proceso, resultado de la simulación en EES | 46 |
| Tabla 3.2 Cargas térmicas del proceso, resultado de la simulación en EES | 47 |
| Tabla 3.3 Características de diseño del evaporador | 55 |
| Tabla 3.4 Características del diseño del condensador de tubo y coraza | 63 |
| Tabla 3.5 Diseño final intercambiador de solución de placas soldadas | 71 |
| Tabla 3.6 Diseño final intercambiador subenfriador de placas soldadas | 73 |
| Tabla 4.1 Tabla comparativa de recursos energéticos entre una planta VARS y una planta de refrigeración por compresión mecánica. | 80 |
| Tabla 4.2 Detalle de la tarifa eléctrica G5 de la EEQ | 82 |
| Tabla 4.3 Detalle costos Anuales de la planta VARS y de la planta de refrigeración por compresión mecánica | 83 |

Reglas y convenciones para el uso de la tesis

El marco teórico es una síntesis de información obtenida de

Herold, Keith E. et al. *Absortion Chillers and Heat Pumps*. Florida: CRC Press, 1996. Impreso.

y

Heat Ventilation and Air Conditioning Handbook. Indian Institute of Technology Kharagpur. Formato digital.

Convención de nomenclatura utilizada en la tesis:

| | |
|-------|--|
| A | área de transferencia |
| c | suma de las holguras mecánicas por roscado y la tolerancia de manufactura. |
| COP | coeficiente de rendimiento |
| D | diámetro |
| f | razón de circulación |
| h | entalpía |
| m | flujo másico |
| p | presión |
| Q | tasa de calor |
| S | esfuerzo circunferencial |
| t | espesor |
| T | temperatura |
| U | coeficiente total de transferencia de calor |
| v | volumen específico |
| w | trabajo específico |
| W | tasa de trabajo |
| x | fracción de masa |

Letras griegas

ΔT_{lm} variación de temperatura logarítmica media

ε efectividad

η eficiencia

Subíndices

$\square_{\#}$ número correspondiente al estado termodinámico dentro de un ciclo

$\square_{\#\#}$ números correspondientes al estado termodinámico inicial y final respectivamente por donde pasa el fluido

c condensador

e evaporador

m mínimo

max máximo

o externo

p bomba

Los anexos correspondientes a la parte del dimensionamiento de equipos, es un resumen de los principales resultados obtenidos con el software HTRI. La información completa y detallada del diseño se encuentra de manera digital en el CD adjunto.

1. INTRODUCCIÓN

El apareamiento de los cloro-fluro carbonados(CFCs) o más conocidos como freones, fue en los treinta un gran boom en la refrigeración que permitió solucionar problemas relacionados con la toxicidad, flamabilidad, estabilidad química, compatibilidad de materiales de los refrigerantes naturales, además ofrecían una amplia gama de temperaturas de refrigeración. Sin embargo no fue hasta 1974 cuando Rowland y Molina publicaron su artículo “Daño en la Capa de Ozono por la Emisión de CFCs a la Atmósfera”, que la comunidad internacional se alarmó por las terribles consecuencias que esto traía al planeta. Entre las más importantes consecuencias están: incrementos de cáncer de piel, cataratas, debilidad del sistema inmune, daño del ADN; efectos adversos en los sembríos y ecosistemas terrestres y acuáticos. Por esta razón en 1987 las naciones industrializadas firmaron el Protocolo de Montreal donde se prohibió el uso de CFCs e incluso se creó el ODP o potencial de daño al ozono por sus siglas en inglés que permite cuantificar el daño que las diferentes sustancias causan a la capa.

Por otro lado el calentamiento global también es un problema que concierne a los CFCs. Al ser los CFCs capaces de absorber más ondas largas de radiación comparado con los gases tradicionales contribuyen de manera significativa a la generación de temperaturas altas en el globo. El factor que mide esta contribución es el GWP o potencial de calentamiento global por sus siglas en inglés. Existen dos maneras de contribuir a calentamiento global: la emisión directa de gases de invernadero y la indirecta que se refiere a una cadena de demanda que finaliza en la emisión de CO₂ a la atmosfera relacionada con la eficiencia de los ciclos energéticos.

Con este precedente queda claro que la búsqueda de un refrigerante amigable con el ambiente que tenga el ODP y el GWP tan bajo como sea posible sea potenciado para el uso masivo y remplazo de los CFCs. Además el uso de sistemas eficientes o que utilicen energía de bajo grado es importante para disminuir las emisiones de CO₂ directa o indirectamente.

Una de las alternativas es el uso de refrigerantes naturales como hidrocarburos o amoníaco. Este último considerado uno de los mejores refrigerantes tiene potenciales importantes ya que además de sus cualidades termodinámicas su uso en sistemas novedosos que disminuyen el consumo de energía eléctrica es factible. Por otro lado el amoníaco está asociado a ciertos riesgos dada su inflamabilidad y toxicidad, los cuales con un buen diseño y manufactura de los equipos más sistemas de detección de fugas permite el manejo seguro de la sustancia. El VARS (Vapor Absortion Refrigerant System) o sistema de refrigeración por absorción de vapor por sus siglas en inglés permite la reutilización de energía térmica residual que reemplaza en un buen porcentaje la energía eléctrica necesaria para el funcionamiento de un compresor necesario en un habitual sistema de refrigeración por compresión de vapor.

En adelante el sistema de refrigeración por absorción de vapor se conocerá como "VARS". La presente tesis tratará sobre el ciclo VARS correspondiente a la mezcla amoníaco-agua.

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Introducción a los sistemas de refrigeración por absorción

El sistema de refrigeración por absorción puede ser entendido como la combinación de 2 ciclos de conversión energética ideales. Si observamos detenidamente dos ciclos de Rankine, el uno el ciclo de bomba de calor o refrigeración (ya que son los mismos) y el otro de generación de energía como se muestra en la Figura 2.1, podremos darnos cuenta que ambos pueden ser combinados si se ajustan los fluidos que trabajan en cada uno de los ciclos y sus correspondientes direcciones de flujo. De esta manera si se cumplen ciertas condiciones el compresor y turbina necesarios para dichos ciclos pueden ser eliminados al combinarse los ciclos. Las condiciones que se deben cumplir son:

- El flujo que sale de la caldera del ciclo de generación de energía debe tener la misma presión alta y relación de flujo del condensador que pertenece al ciclo de refrigeración.
- El flujo que sale del evaporador del ciclo de refrigeración debe tener la misma baja presión y relación de flujo que el condensador perteneciente al ciclo de generación de energía.

Sin embargo existe todavía un limitante. Para lograr diferentes temperaturas para la evaporación en la caldera del ciclo de generación y en el condensador del ciclo de refrigeración, el fluido en la caldera debe evaporarse a una temperatura mayor que la del condensador del ciclo de refrigeración. Esto se puede lograr cuando el vapor en la caldera es evaporado de una mezcla con un fluido que posee una temperatura de ebullición más alta. Este fluido es generalmente llamado absorbente. Solamente

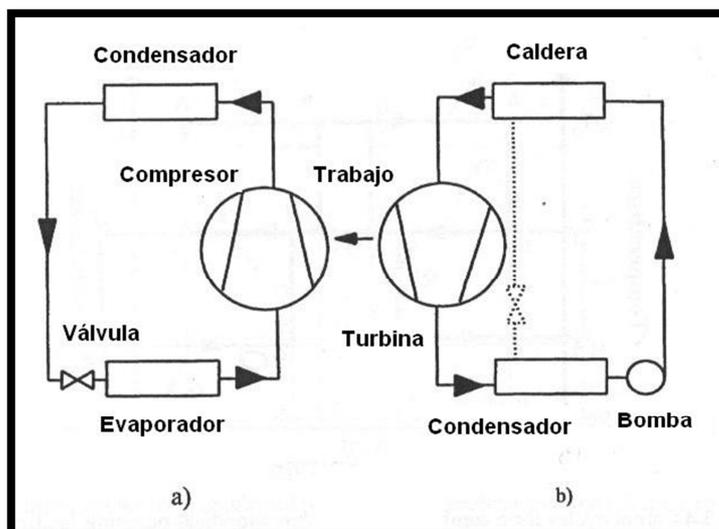


Figura 2.1 Combinación de dos Ciclos Rankine. a) Refrigeración;

b) Generación de energía. (Obtenido de Absortion Chillers and Heat Pumps)

mezclando refrigerante y absorbente en la parte del ciclo de generación es posible el funcionamiento de refrigeración por absorción. El absorbente restante de la ebullición dentro de la caldera es recirculado hacia el condensador del ciclo de generación donde el fluido proveniente del evaporador del ciclo de refrigeración será absorbido dentro del absorbente, por lo que el condensador cambiará su nombre a absorbedor. Por esta razón la Figura 2.1 b posee una válvula reductora de presión que hace recircular el absorbente en el ciclo de generación.

De esta manera se puede entender el ciclo de refrigeración por absorción como la combinación de dos ciclos de Rankine.

Como en todo análisis de ciclos termodinámicos es necesario determinar un referente del ciclo ideal sin irreversibilidades y pérdidas. Para este caso se utiliza las definiciones de los ciclos ideales de Carnot tanto para el ciclo de refrigeración, como para el de generación de energía. Además se asume que la transferencia de calor ocurre en cada uno de los procesos se da a una temperatura fija. Combinando ambos ciclos se determina la eficiencia máxima del ciclo de refrigeración por absorción.

De esta manera tenemos que el ciclo de Carnot para la generación de energía se puede representar en el diagrama Temperatura-Entropía o diagrama T-s que se presenta en la Figura 2.2. El proceso A-B muestra la adición isotérmica de calor Q_2 a una temperatura T_2 del fluido durante la evaporación generalmente realizada en un caldero. El proceso B-C es la producción isoentrópica de trabajo, generalmente obtenido a través de una turbina ideal. El proceso C-D es la transmisión de calor isotérmica a temperatura T_1 del fluido, expulsando hacia los alrededores el calor Q_1 generalmente utilizando un condensador. El proceso D-A es el trabajo necesario para realizar la compresión isoentrópica generalmente realizado por una bomba ideal. Cuando se asume que todo el proceso es reversible, el área encerrada en ABCD representa el trabajo neto producido W , el área CDEF es la cantidad de energía térmica Q_1 entregada a los alrededores asumiendo que E y F están a una temperatura de 0K. La suma de estas dos áreas ABFE es la cantidad de calor Q_2 entregada al ciclo cumpliendo así la primera ley de la termodinámica:

$$Q_2 = Q_1 + W \quad 2.1$$

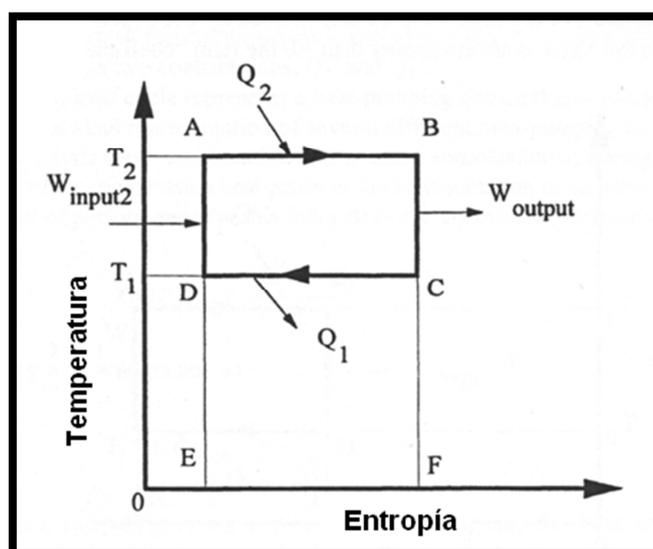


Figura 2.2 Diagrama T-s del Ciclo de Carnot para la generación de energía (Obtenido de Absorption Chillers and Heat Pumps)

La eficiencia del ciclo se puede hallar dividiendo el beneficio, es decir W , para el costo de operar el ciclo, que en este caso es Q_2 . Así se puede definir la eficiencia de Carnot como:

$$\eta = \frac{W}{Q_2} \quad 2.2$$

Utilizando la segunda ley de la termodinámica para el Ciclo de Carnot se puede definir:

$$\frac{Q_2}{T_2} - \frac{Q_1}{T_1} = 0 \quad 2.3$$

Reemplazando las ecuaciones 2.1 y 2.3 en 2.2 se puede obtener:

$$\eta = \frac{T_2 - T_1}{T_2} \quad 2.4$$

La ecuación 2.4 se define como el factor de eficiencia de Carnot para un ciclo de generación de energía.

Haciendo un análisis muy parecido al anterior para el ciclo de refrigeración mostrado en la Figura 2.3 se puede obtener el coeficiente de rendimiento para un Ciclo de Carnot de refrigeración. Este se define como:

$$COP = \frac{T_0}{T_1 - T_0} \quad 2.5$$

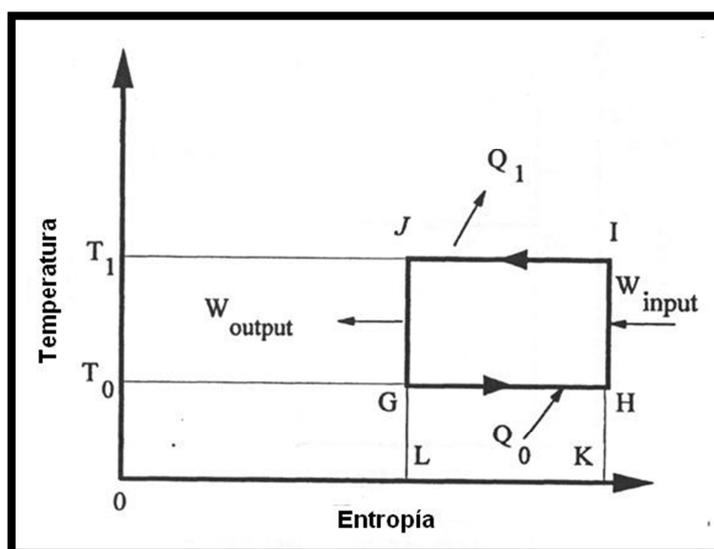


Figura 2.3 Diagrama T-s del Ciclo de Carnot para refrigeración (Obtenido de Absortion Chillers and Heat Pumps)

Ambos ciclos, el de generación de energía y el de refrigeración se pueden combinar en uno solo. Se asume que el trabajo producido por el ciclo de generación es exactamente igual al requerido por el ciclo de refrigeración. En la Figura 2.4 se presenta el nuevo diagrama T-s combinado.

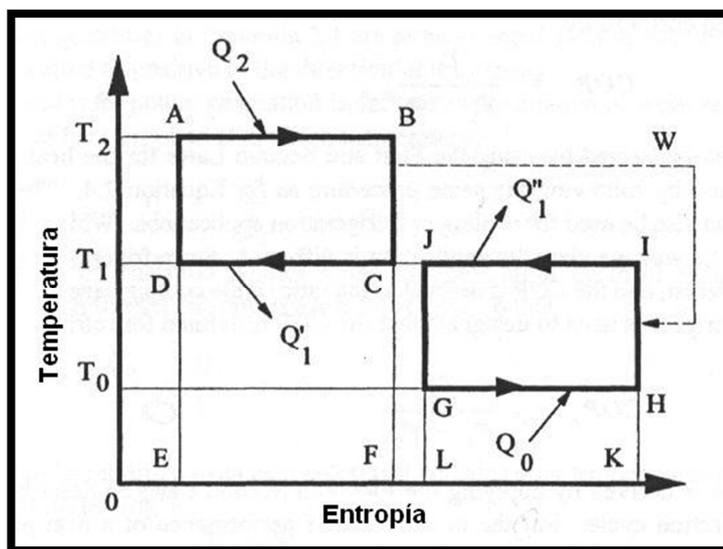


Figura 2.4 Diagrama T-s. Ciclo de Carnot combinando generación de energía/ refrigeración o Ciclo Carnot de Refrigeración por Absorción (Obtenido de Absortion Chillers and Heat Pumps)

En este ciclo se sube la temperatura de T_0 a T_1 utilizando la energía entregada Q_2 en el proceso isotérmico AB realizado a temperatura T_2 . El efecto refrigerante está dado por Q_0 , y de esta manera se puede definir el *COP* del “Ciclo de Carnot de Refrigeración por Absorción” como:

$$COP = \frac{Q_0}{Q_2} \quad 2.6$$

Aplicando la primera y segunda ley de la termodinámica se puede expresar la ecuación 2.6 en función de las temperaturas:

$$COP_{carnot} = \frac{T_2 - T_1}{T_2} \frac{T_0}{T_1 - T_0} \quad 2.7$$

Se puede apreciar que el *COP* del “Ciclo de Carnot de Refrigeración por Absorción” es la eficiencia del ciclo de generación, ecuación 2.4, multiplicada por el

coeficiente de rendimiento del ciclo de refrigeración, ecuación 2.5. Es evidente que el ciclo de refrigeración por absorción trabaja a tres temperaturas a diferencia del ciclo de refrigeración por compresión que se desarrolla a dos temperaturas. De esta manera tenemos que T_0 es la temperatura de evaporación, T_1 es la temperatura de dispersión de calor del condensador y absorbedor, y T_2 es la temperatura de generación. Podemos concluir entonces que el coeficiente de rendimiento del Ciclo de Carnot de Refrigeración por Absorción incrementa si:

1. La temperatura de evaporación incrementa.
2. La temperatura de generación incrementa.
3. La temperatura de dispersión de calor (del condensador y absorbedor) disminuye.

2.2 El VARS y sus componentes

En la parte anterior se ha descrito el Ciclo de Refrigeración por Absorción desde un punto de vista termodinámico teórico. Sin embargo para poder realizar todas las operaciones necesarias descritas teóricamente son necesarios varios componentes básicos de un ciclo de refrigeración por compresión común como son:

- un evaporador
- un condensador y
- una válvula de expansión para refrigerante.

Además de estos tradicionales componentes, el VARS utiliza los siguientes equipos:

- un absorbedor
- una bomba de solución
- una válvula de expansión para la solución

- un intercambiador de calor de solución interno y
- un generador

Para introducir una idea general del funcionamiento se presenta la Figura 2.5 la cual muestra los principales componentes del VARS interconectados. Podemos comenzar la explicación del sistema en el punto 1 donde la solución refrigerante-absorbente líquida (rica en refrigerante) es succionada por la bomba y comprimida hasta el punto 2. Esta misma solución adquiere energía calórica a partir de un intercambiador de calor y de esta manera acerca su temperatura a la del generador llegando al punto 3. Ya dentro del generador se transfiere calor lo que permite al refrigerante separarse del absorbente en ocasiones con ayuda de una columna de destilación, de esta manera se generan dos flujos uno de refrigerante puro en el punto 7 mientras que solución pobre en refrigerante es recirculada, lo que corresponde en el gráfico al punto 4. La solución pobre en refrigerante posee gran cantidad del calor que se le entregó en el generador por lo que es ingresada en un intercambiador de calor para que precaliente el flujo 2-3 de solución rica en refrigerante que va hacia el generador. A la salida del intercambiador de calor, punto 5, una válvula de expansión es la encargada de reducir la presión para que el fluido rico en absorbente llegue al punto 6, donde ingresa al absorbedor el cual por un fenómeno regido por transferencia de masa logra enriquecerse con refrigerante proveniente del flujo 10 llegando una solución rica en refrigerante al punto 1. Volviendo al flujo número 7, correspondiente a la salida de refrigerante puro en forma de vapor del generador, este refrigerante va a pasar al condensador el cual expulsa principalmente el calor obtenido en el proceso de refrigeración hacia los alrededores, permitiendo la condensación del fluido. El refrigerante llega al punto 8 en forma líquida gracias al calor expulsado en el condensador y al pasar por la

válvula de expansión, esta reduce la presión del fluido obligando al refrigerante a llegar al punto 9 en dos fases con una calidad más próxima a cero. Ya en el evaporador, el líquido refrigerante se vaporiza totalmente absorbiendo calor del ambiente resultando la capacidad frigorífica del sistema. Pasando el punto 10 el vapor de refrigerante entrará en contacto con solución pobre en refrigerante proveniente del generador. Después del proceso de absorción la solución rica en refrigerante es absorbida por la bomba, así completándose el ciclo.

Desde los puntos 7 al 10 el VARS y el sistema de refrigeración por compresión comparten componentes, la diferencia radica en que un compresor reemplaza a todos los componentes existentes entre los puntos 10 y 7. Por esta razón el VARS es un ciclo que utiliza la compresión térmica mientras el ciclo de refrigeración por compresión de vapor utiliza una compresión mecánica.

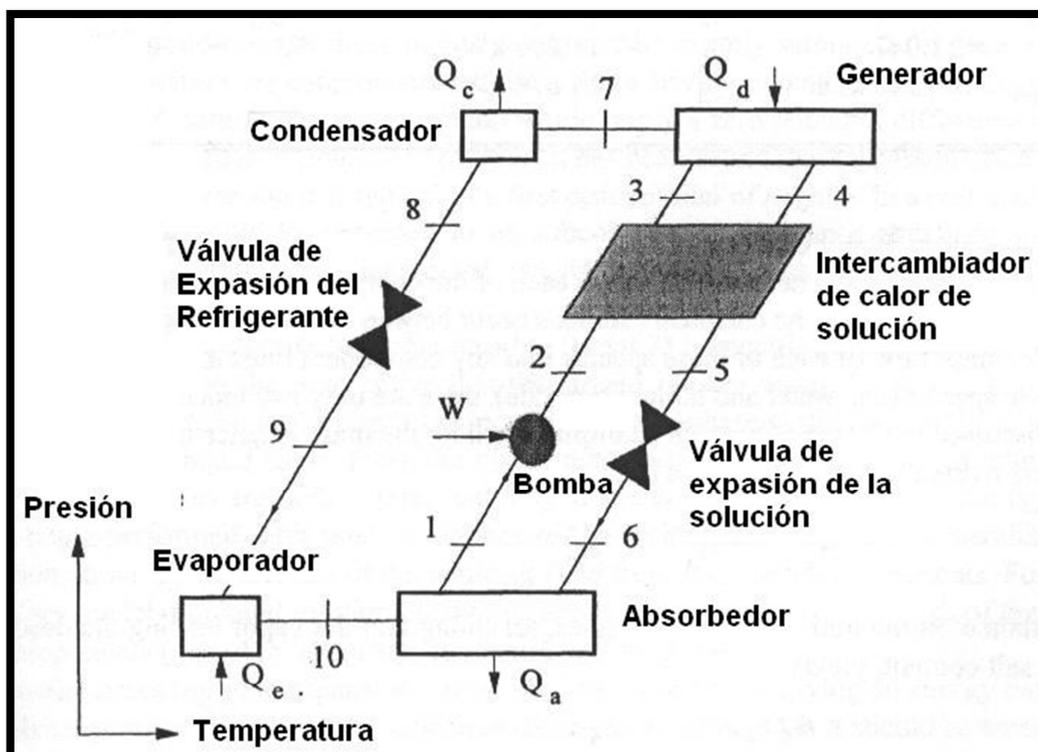


Figura 2.5 Sistema de Refrigeración por Absorción de Vapor básico, esquemáticamente en el diagrama P-T de la solución. (Obtenido de Absorption Chillers and Heat Pumps)

Está claro que el VARS utiliza dos fluidos para su funcionamiento, un refrigerante y un absorbente. Esta combinación debe tener ciertas propiedades como:

- El refrigerante debe tener gran solubilidad en la solución en el absorbedor.
- La diferencia en el punto de ebullición a una presión dada del refrigerante y el absorbente debe ser grande.
- El calor generado al mezclar el refrigerante con el absorbente debe ser pequeño.
- No debe existir cristalización o solidificación dentro del sistema.
- La solución no debe ser corrosiva.
- La conductividad térmica de la solución debe ser alta y su viscosidad baja.

Existen cientos de combinaciones posibles que han sido estudiadas, sin embargo existen 2 combinaciones populares ya que cumplen de con casi todas las características requeridas para trabajar como refrigerante absorbente en el VARS.

Estas combinaciones de refrigerante-absorbente son:

- Agua-Bromuro de Litio ($\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$) para capacidades grandes en aire acondicionado o aplicaciones con temperaturas sobre 0°C .
- Amoníaco-Agua ($\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$) para pequeñas y grandes capacidades en aplicaciones con temperaturas incluyendo bajo 0°C .

Tabla 2.1 Propiedades de los pares refrigerante-absorbente (Obtenido de Absortion Chillers and Heat Pumps)

| Propiedades | Amoníaco-Agua | Agua-Bromuro de Litio |
|--|----------------------|------------------------------|
| Refrigerante | | |
| Calor latente grande | Buena | Excelente |
| Presión de vapor moderada | Muy alta | Muy baja |
| Baja temperatura de congelamiento | Excelente | Limita la aplicación |
| Baja viscosidad | Buena | Buena |
| Absorbente | | |
| Presión de vapor moderada | Pobre | Excelente |
| Baja viscosidad | Buena | Buena |
| Mezcla | | |
| No fase sólida | Excelente | Limita la aplicación |
| Baja toxicidad | Pobre | Buena |
| Gran afinidad entre el refrigerante y absorbente | Buena | Buena |

2.3 Sistemas Bromuro de Litio-Agua.

El sistema VARS que utiliza agua como refrigerante y bromuro de litio como absorbente han sido utilizados desde 1950. Ya que el agua cambia a estado sólido a temperaturas bajo los 0°C a presión atmosférica, las aplicaciones de este sistema se encuentran en el rango de la climatización. Generalmente se utilizan en refrigeración indirecta, es decir el sistema enfría otro fluido y este último es el encargado de acondicionar el ambiente. Se utilizan fuentes de calor desde los 90°C para el generador. Dentro del generador el agua es evaporada gracias a que el bromuro de litio no es volátil, de esta manera es sencillo conseguir vapor de agua puro. El punto normal de ebullición del Bromuro de Litio es 1282°C lo cual le da una enorme diferencia con el agua y facilita el proceso dentro del generador. Sin embargo pequeñas cantidades de la sal pueden ser transportadas por velocidades altas del

vapor, esto afecta sobre todo al condensador ya que acelera su corrosión, disminuyendo la vida útil del sistema.

Al ser el agua-bromuro de litio una solución salina, la precipitación de la sal es un riesgo cuando la fracción de masa del bromuro de litio excede el límite de solubilidad en el agua. La solubilidad es función de la fracción de masa y la temperatura, la presión no tiene una influencia fuerte en esta propiedad. El diagrama de la Figura 2.6 es un diagrama de fase que permite diseñar el sistema e implementar un control para evitar la cristalización. La tubería del absorbedor proveniente del generador que pasa a través del intercambiador de calor es generalmente el lugar crítico donde se da la cristalización. Como se observa en la Figura 2.6 a temperaturas bajas y altas concentraciones de bromuro de litio la solución presenta la formación de sólidos, el diseño del absorbedor debe desarrollarse sobre la línea punteada para evitar la cristalización. La dificultad de enfriar el absorbedor con aire es causado por este fenómeno ya que el enfriamiento con aire tiende a establecerse a una temperatura más alta y depende de la temperatura ambiente, por lo que un absorbedor enfriado por agua es más fiable.

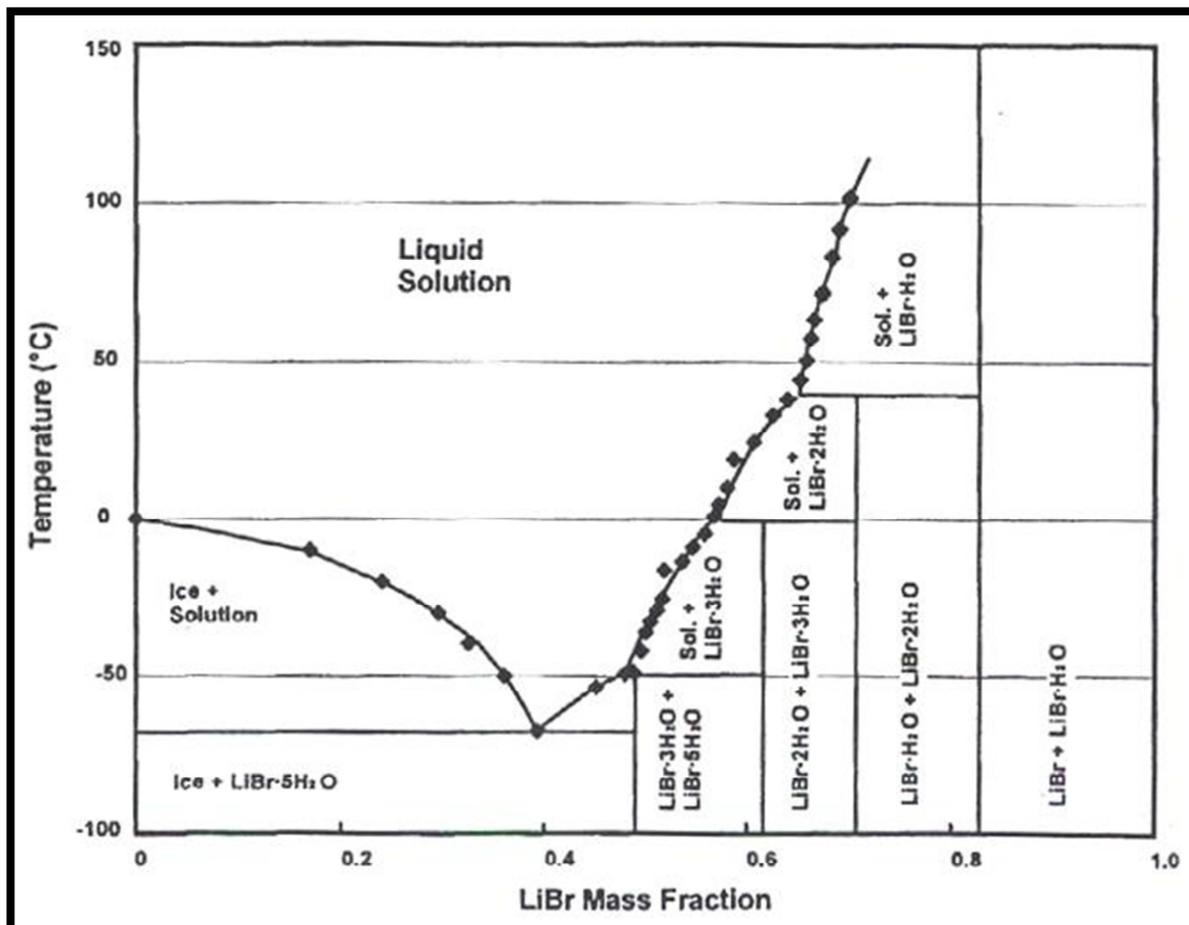


Figura 2.6 Diagrama de fase del Bromuro de litio acuoso (Obtenido de Absortion Chillers and Heat Pumps)

El fenómeno de cristalización es uno de los más temidos en los sistemas de absorción que utilizan agua-bromuro de litio. Sin embargo con ayuda de un PLC (Control Lógico Programable) y los sensores adecuados, actualmente se puede controlar este tipo de problema sin ningún inconveniente.

La corrosión es otro de los problemas a tratar en los sistemas de agua-bromuro de litio. El bromuro de litio en presencia de oxígeno es muy agresivo con los metales como el cobre y el acero. Sin embargo dentro del circuito del VARS existe una pequeña cantidad de oxígeno lo que resulta en una tasa de corrosión interna mucho más lenta, la cual debe ser controlada a través de la regulación del pH y/o la adición de inhibidores de corrosión. Además la selección de materiales como cobre, acero y

cobre-níquel debe ser evaluada tomando en cuenta las temperaturas de funcionamiento del sistema y la durabilidad esperada.

Otro aspecto importante en el funcionamiento del VARS con la solución agua-bromuro de litio radica en que el sistema funciona en vacío, es decir a una presión menor a la presión atmosférica. La sensibilidad del sistema a fugas que provocan la entrada de aire a las líneas de flujo es crítica ya que este tiene efectos contraproducentes como: disminución del rendimiento del sistema y sobretodo agresiva aceleración de la corrosión de los componentes por la presencia de oxígeno. Por esta razón el diseño hermético y la prueba de fugas es parte esencial para el buen funcionamiento del sistema.

El volumen específico del vapor es bastante alto $129,2 \text{ m}^3/\text{kg}$ a una presión de 1kPa lo que se refleja en una velocidad de transporte del vapor alta entre componentes y esto a su vez una gran caída de presión en el traslado del vapor saturado desde el evaporador al absorbedor. Por esta razón la sección por la que se traslada el vapor debe ser grande, por lo general ambos componentes se encuentran en el mismo contenedor como se muestra en la figura 2.7 logrando minimizar las pérdidas por viscosidad que habría en tubos.

Los efectos de la presión hidrostática en el evaporador deben ser considerados. La presión de vapor del agua a 5°C es $0,873 \text{ kPa}$. El efecto de la aceleración de la gravedad en una columna de agua le provee una presión de $0,09807 \text{ kPa}$ por cada centímetro de altura de la columna de agua. Esto impacta gravemente a la temperatura deseada de evaporación, por esta razón el agua es introducida con ayuda de toberas al evaporador como se puede apreciar en la Figura 2.7, y de esta manera se evita la columna de agua que aumentaría la presión de evaporación y por ende la temperatura.

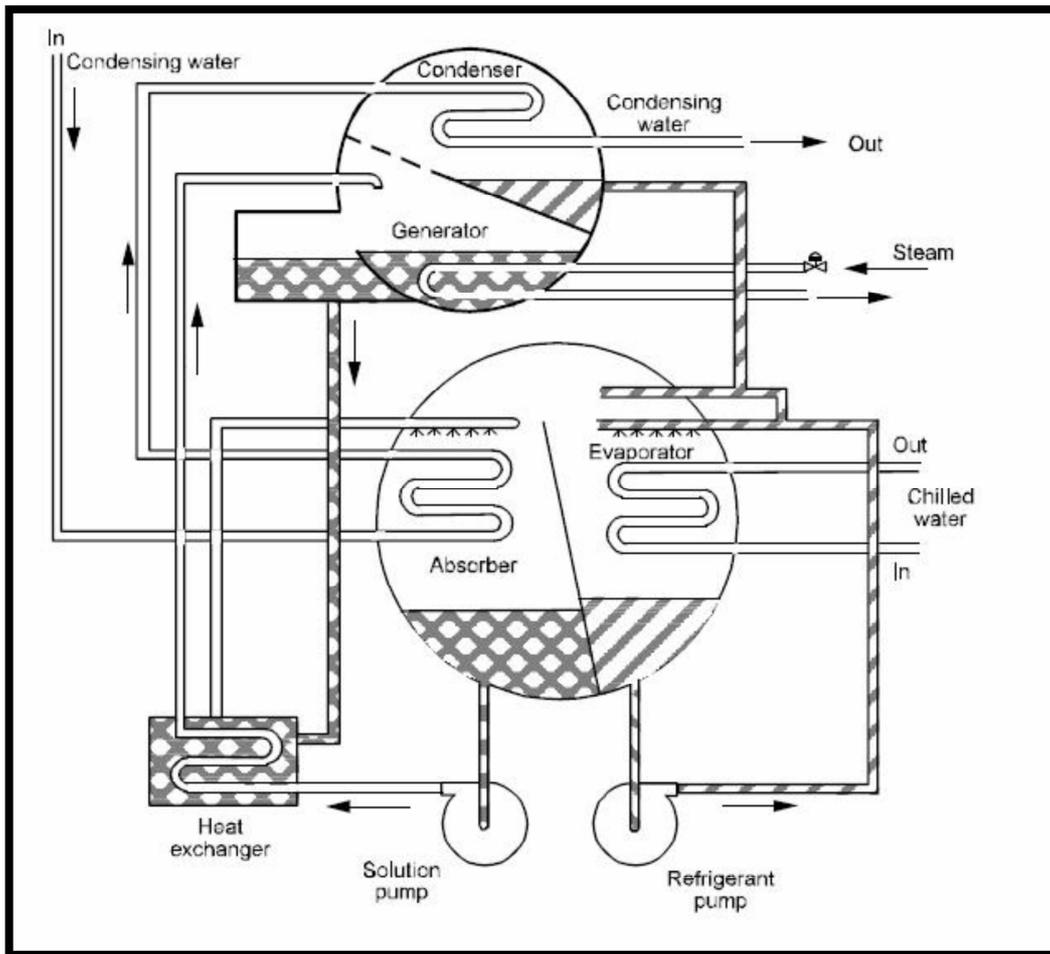


Figura 2.7 VARS que utiliza la mezcla agua-bromuro de litio (Obtenido de HVAC-Handbook – IIT-Kharagpur)

El componente más complejo en cuanto a diseño es el absorbedor ya que el alto volumen específico del vapor de agua requiere una gran área de flujo para no crear una caída de presión considerable y ya que los coeficientes de transferencia de calor y masa son más bajos que en los otros componentes. Estas dos razones además hacen que el absorbedor sea el componente más grande de todo el sistema. Para mejorar el coeficiente de transferencia se utiliza un aditivo llamado octil alcohol, el cual permite reducir el tamaño del absorbedor, pues reduce el área de transferencia necesaria para que se realice el proceso de absorción.

Por experiencias de fabricantes se espera que un VARS que trabaja con agua y bromuro de litio tenga una duración de unos 20 años. La corrosión es el mayor problema que limita la vida útil del sistema. Por esta razón un mantenimiento periódico del sistema que incluya adición de: octil alcohol, inhibidor de corrosión, amortiguador de pH es necesario, además de la purga de gases no solubles permiten llegar esta máquina térmica a su vida útil esperada. Una vez que el sistema tenga fugas, la presencia de oxígeno deteriorará el sistema aceleradamente, es por esta razón que el diseño y control de hermeticidad en el sistema es muy importante.

2.4 Sistemas amoníaco-agua

Los VARS amoníaco-agua han sido fabricados desde 1850, y es uno de los sistemas de refrigeración continuo más antiguos. Utilizados en un principio en aplicaciones de refrigeración cuando los compresores no eran muy fiables, fueron incluso aplicados en sistemas de climatización residenciales. El sistema es en principio muy similar al de agua-bromuro de litio, sin embargo las características de la nueva mezcla introduce variantes al sistema como consecuencia de las propiedades de los fluidos.

El amoníaco, utilizado como refrigerante en el VARS, es una sustancia que se produce naturalmente y se usa en cantidades importantes en la industria en todo el mundo. Es un gas incoloro de baja densidad a temperatura ambiente con un olor repugnante (huevos podridos) muy característico. Es menos denso que el aire a condiciones atmosféricas. Es soluble en agua por lo que reacciona rápidamente con las membranas mucosas, sin embargo no es absorbido a través de la piel. Puede ser inhalado por personas en concentraciones de unos pocos ppm (partes por millón), con 50 ppm el olor es insoportable. Una alta composición de amoníaco

puede ser letal. En concentraciones volumétricas de 16% a 25% en el aire es inflamable y explosivo. Por todas las características mencionadas las medidas de seguridad deben ser tomadas durante la fabricación y uso de las unidades VARS amoníaco-agua. El olor del amoníaco se considera una característica útil ya que incluso una pequeña fuga puede ser detectada rápidamente para realizar la compostura o mantenimiento adecuado. Sin embargo métodos tradicionales de detección de fugas como agua jabonosa no funcionan con el amoníaco pues este se disuelve en el agua sin crear burbujas. Normalmente se utiliza un indicador de papel húmedo que cambia de color en presencia de unas pocas ppm de amoníaco.

Una de las diferencias principales con los sistemas agua-bromuro de litio son las presiones de vapor. La temperatura normal de ebullición del amoníaco es de -33.35°C , por lo que las presiones encontradas en el generador son relativamente altas. Esto permite que el tamaño de los intercambiadores de calor sea más compacto en relación a los que se utilizan en los sistemas con bromuro de litio.

Otra característica importante del amoníaco es su capacidad de refrigeración a diversas temperaturas, lo que está directamente relacionado con su calor latente. En la Figura 2.8 podemos apreciar tres diferentes refrigerantes comúnmente utilizados: agua, amoníaco y R404A. El ancho de los domos de vapor nos permite saber la cantidad de calor necesaria para pasar de estado líquido a gas o viceversa a diferentes temperaturas. Por ejemplo vemos que para evaporar 1 kg de agua a 0°C es necesario añadir 2501 kJ, mientras que se necesita el 50% de ese calor para el amoníaco y tan solo el 7% para el R404A. Esto quiere decir que para lograr la misma capacidad de refrigeración del agua, el amoníaco debe tener doble cantidad de flujo másico y el R404A debe tener 15 veces más flujo másico que el agua; lo que se traduce en grandes pérdidas de presión. Sin embargo el agua no es útil para

aplicaciones bajo los 0°C. Por esta razón el amoníaco es uno de los refrigerantes más usados en la industria cuando grandes capacidades frigoríficas a menos de 0°C son necesarias. En la Tabla 2.2 se pueden apreciar la energía necesaria para evaporar o condensar a una temperatura dada un kilogramo de algunos refrigerantes.

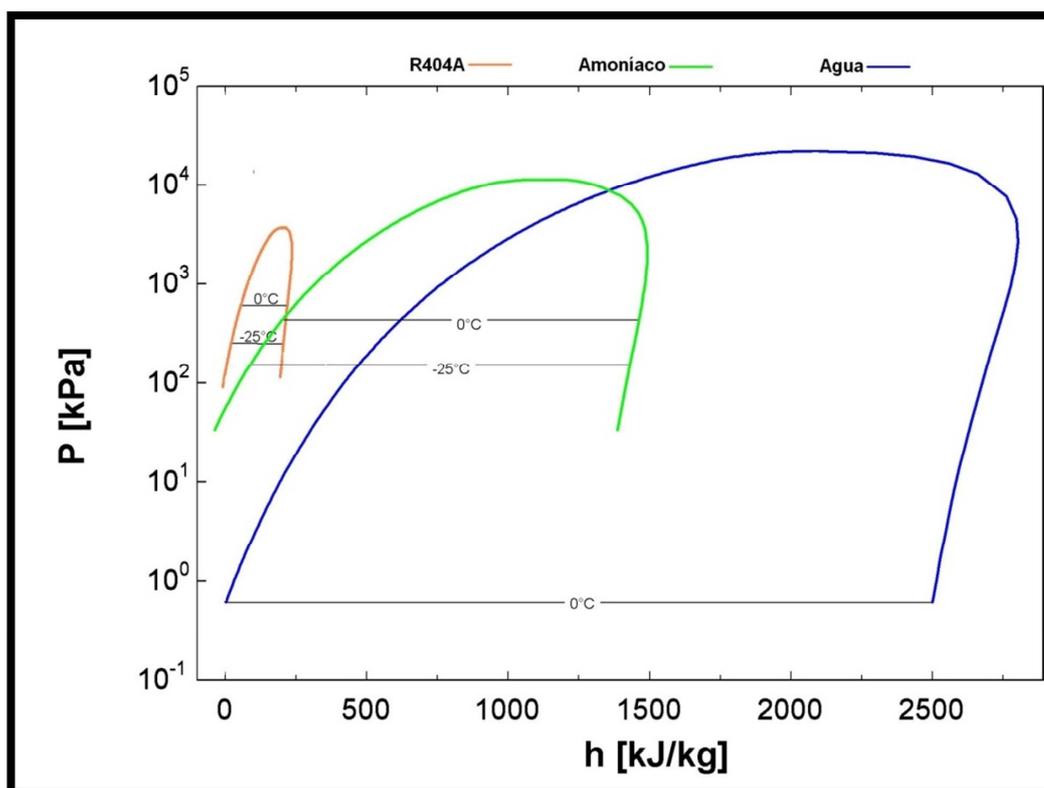


Figura 2.8 Comparación gráfica en un diagrama P-h de refrigerantes (Obtenido con EES, realizado por A.V.)

Tabla 2.2 Calor latente de diferentes refrigerantes a 0°C y -25°C

| | Calor latente a diferentes temperaturas [kJ/kg] | |
|-----------------|--|-------|
| | 0°C | -25°C |
| Agua | 2501 | - |
| Amoníaco | 1262 | 1344 |
| R404A | 165 | 185 |

Otro contraste muy importante radica en que la diferencia de temperatura de ebullición normal entre el absorbente (agua) y el refrigerante (amoníaco) es pequeña alrededor de 133°C; lo que causa que el vapor en el generador sea una

mezcla de refrigerante y absorbente. La presencia de agua en el vapor de amoníaco es contraproducente para el sistema. Si el agua queda atrapada en el evaporador a presión constante, cambia la concentración y este debe subir considerablemente su temperatura de funcionamiento, no cumpliendo con los requerimientos de diseño, ya que la condensación y la evaporación se convierten en procesos no isotérmicos. Si la temperatura del evaporador se mantiene constante habrá una caída de presión lo que afectará las condiciones para las que fue diseñado el absorbedor. Esto se puede evidenciar en la Figura 2.9 donde se presenta el diagrama P-T de la solución agua-amoníaco. Las líneas inclinadas son líneas de concentración constante, en la parte izquierda se encuentra la línea con concentración 100% amoníaco, en la cual se encuentra idealmente el condensador y el evaporador. Hacia la derecha las líneas de concentración de amoníaco disminuyen progresivamente. En líneas sólidas se observa el ciclo diseñado, en líneas punteadas se puede apreciar el cambio en el funcionamiento del VARS si la temperatura del evaporador se mantiene constante. La solución en el absorbedor necesitará expulsar más calor o la solución debe disminuir su concentración a una cantidad de amoníaco inferior. Asumiendo que la temperatura de generación se mantiene constante, la temperatura del condensador debe disminuir, sin embargo esto no es viable ya que lo limita el agua que generalmente enfría el condensador. De esta manera la presión en el generador debe subir y con ello la temperatura. El generador seguirá enviando agua al evaporador y las condiciones de diseño no serán posibles de alcanzar.

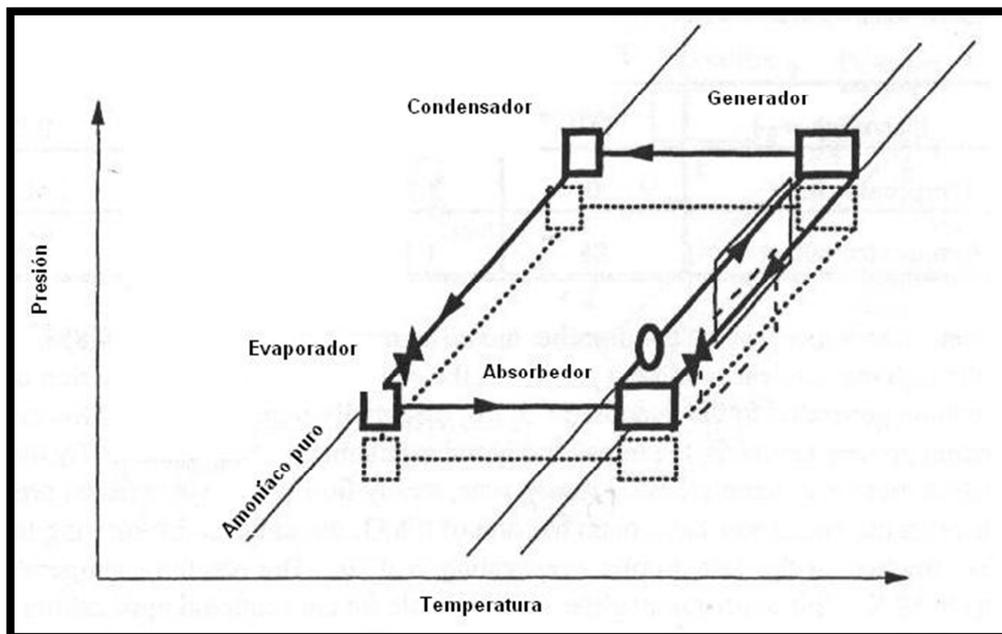


Figura 2.9 Afectación de la presencia de agua en la salida del generador, en el ciclo VARS amoníaco-agua (Obtenido de Absorption Chillers and Heat Pumps)

Existen varias maneras de solucionar este problema. Drenar periódicamente el agua del evaporador al absorbedor es una alternativa. Sin embargo el ciclo pierde eficiencia ya que el agua se evapora en el generador utilizando calor y no se evapora en el evaporador perdiendo capacidad frigorífica. Además la presencia de agua en el evaporador retiene amoníaco evitando que este se evapore, lo cual amplifica la pérdida en capacidad de refrigeración. Por estas razones la concentración de agua en el generador generalmente se corrige con ayuda de una columna de rectificación y un deflagmador. Estos dos nuevos componentes introducen dos desventajas al ciclo: incrementan la complejidad del diseño y su costo, y reduce el COP del sistema comparado con el de agua-bromuro de litio. La Figura 2.10 muestra una clásica representación unifilar del VARS amoníaco-agua.

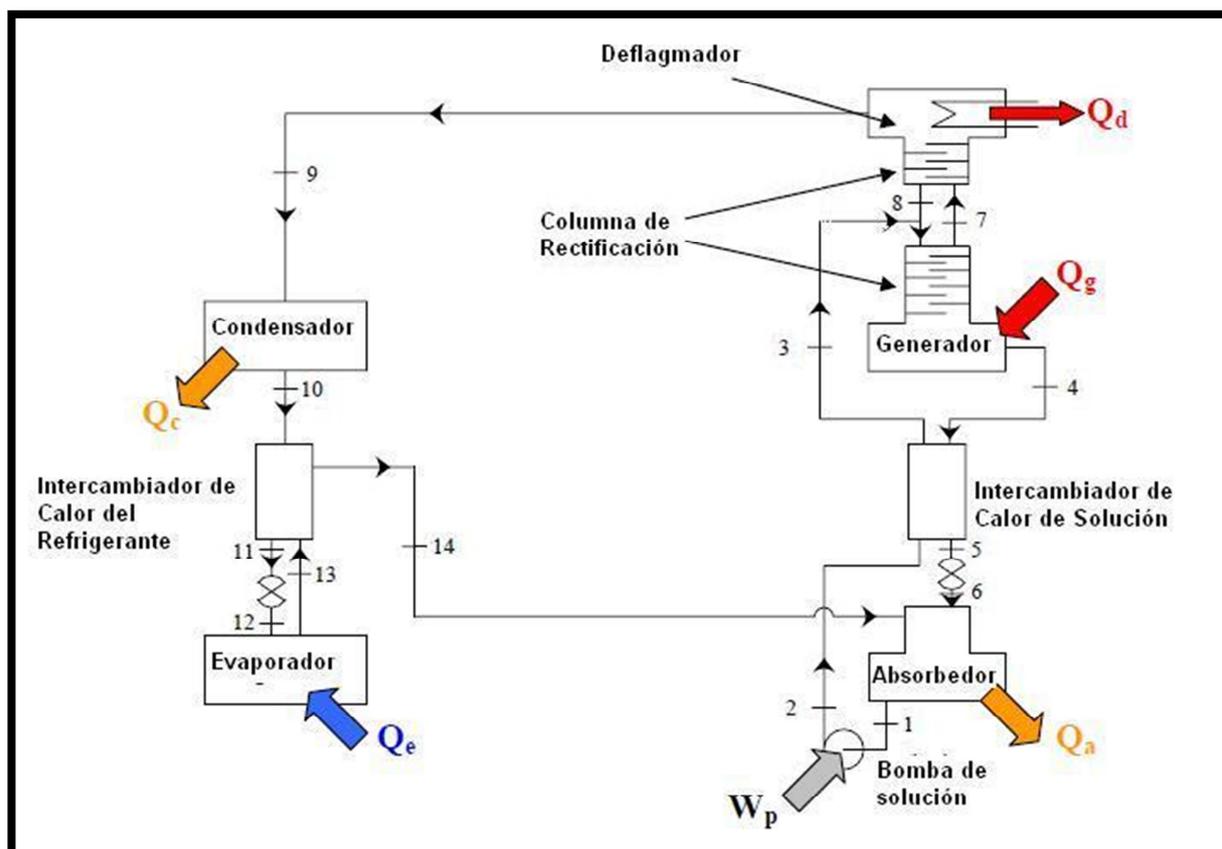


Figura 2.10 VARS amoníaco-agua (Obtenido de HVAC-Handbook – IIT- Kharagpur)

Si el vapor saldría directamente del generador, la concentración de agua presente en este sería entre 5 y 10%; con ayuda de la columna de rectificación y el deflagmador se logra reducir esta cantidad a concentraciones menores al 1%. La columna de rectificación tienen varias presentaciones como: columna de aspersion, platos perforados o de relleno (packed bed) en donde el vapor y solución intercambian calor y masa. El objetivo de estos componentes es ofrecer un tiempo de permanencia y superficie de contacto considerable (mayor a la de un intercambiador de calor sencillo) para que los fenómenos de transferencia tanto de calor como de masa puedan darse.

Además generalmente se introduce un intercambiador de calor de refrigerante que permite incrementar la capacidad frigorífica, este intercambiador

generalmente se le llama sub-enfriador pues el líquido del condensador entrega calor al gas de salida del evaporador y el líquido se enfría por debajo del punto de ebullición. La ventaja del sub-enfriador se puede evidenciar en un diagrama P-h para amoníaco puro que se muestra en la Figura 2.11. La capacidad de refrigeración es la diferencia de entalpías entre el punto 1 y el punto 7 que multiplicadas por el flujo másico establecen la potencia del sistema. El ciclo sin sub-enfriador saltaría del punto 5 al punto 8 por lo que perdería el 13% de la capacidad frigorífica.

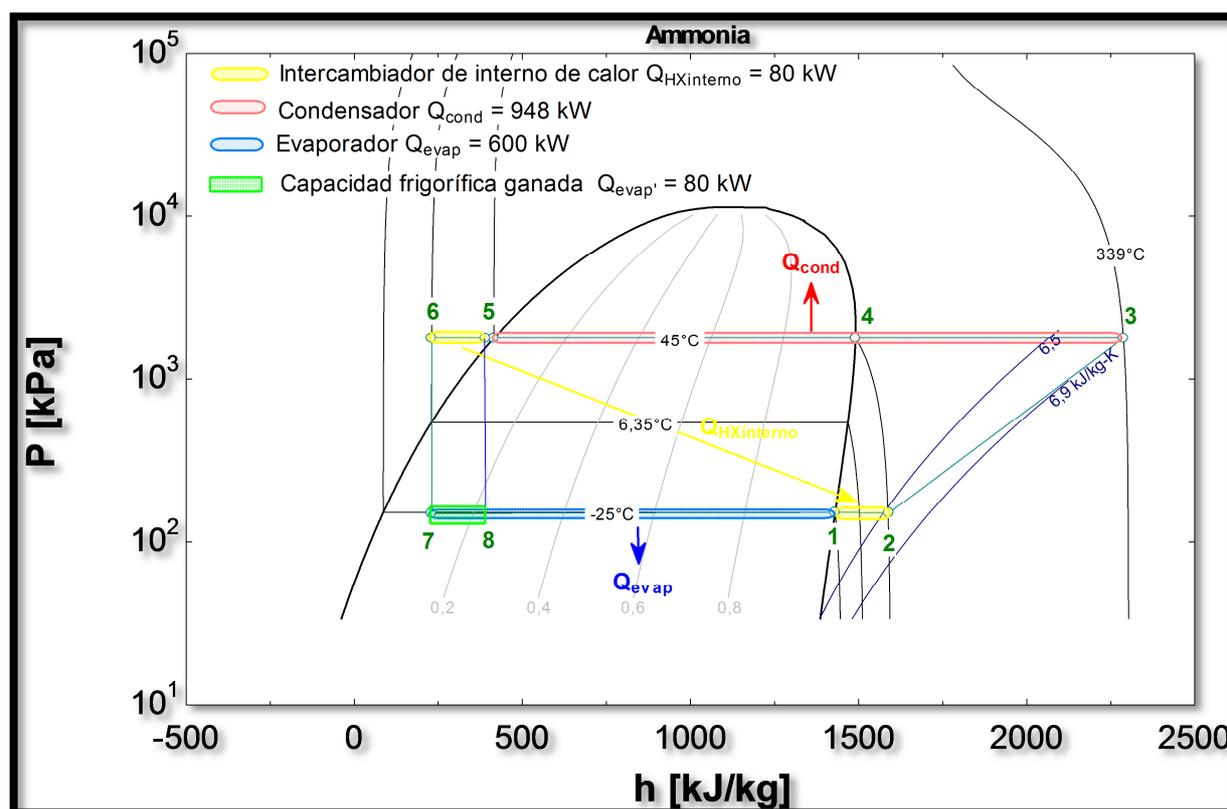


Figura 2.11 Aumento de capacidad frigorífica por usar un intercambiador de calor interno (Obtenido con EES, realizado por A.V.)

Otro punto importante dentro de las consideraciones del ciclo son los materiales de construcción de los componentes. El amoníaco no es compatible con el cobre o el latón ya que es muy buen solvente para estos materiales. El acero y el

acero inoxidable son los materiales comúnmente utilizados ya que es el material más accesible y menos susceptible a la corrosión en este tipo de sistemas. Inhibidores de corrosión son utilizados igualmente que en los sistemas de agua-bromuro de litio. Este material trae consigo una desventaja, su conductividad térmica es 1/10 respecto a la del cobre por lo que la resistencia de la pared del material debe ser tomada en cuenta para el dimensionamiento de los intercambiadores de calor.

2.5 Ventajas del VARS

Además de ser un proceso novedoso de refrigeración, el VARS ofrece un aprovechamiento energético de calor residual, lo que se refleja en un beneficio económico. Actualmente el momento de decidir entre varias alternativas de proyectos de cualquier índole los parámetros económicos y ambientales son prioritarios. En cuanto a la parte económica el uso del flujo de caja que toma en cuenta el costo inicial, costos de operación, costos de mantenimiento y salvataje es una herramienta fundamental para la comparación entre proyectos, en este caso correspondientes a sistemas de refrigeración. Ambientalmente factores como el ODP (Potencial de destrucción del Ozono), el GWP (Potencial de calentamiento global-Efecto Invernadero), el COP (Coeficiente de rendimiento), englobados en el TEI (Impacto ambiental total) son factores que nos permiten determinar la incidencia de una máquina o proceso sobre el medio ambiente.

Económicamente el costo inicial de una planta con el ciclo VARS es superior al sistema mecánico de compresión, esto debido fundamentalmente a la gran cantidad de material metálico necesario para los equipos que reemplazan al compresor del sistema común de refrigeración. A pesar de esto los costos de

mantenimiento y operación, la durabilidad del sistema de refrigeración por compresión mecánica comparados con los del VARS obligan a una observación más detallada de la situación. El costo de la energía que utiliza cada uno de los ciclos hace la diferencia. Tomando en cuenta todas las instalaciones y energía necesaria para instalar y hacer funcionar un sistema VARS, se ha determinado que la energía eléctrica debería ser 8 a 9 veces más cara que la energía térmica para que el VARS sea competitivo con respecto al ciclo normal de refrigeración. Sin embargo la energía térmica necesaria para el funcionamiento del VARS es muchas veces desechada al ambiente, o tiene muy bajo costo. El calor residual resultado de procesos industriales es una opción atractiva e interesante donde el VARS tiene un importante nicho de mercado ya que se reducirían de manera importante los costos operativos, de mantenimiento y reemplazo.

Otra aproximación económica se puede hacer comparando el COP o coeficiente de rendimiento, ya que demuestra la eficiencia energética de los diferentes sistemas de refrigeración. El ASHRAE lo define como “La cantidad de refrigeración obtenida de una máquina dividida entre la cantidad de energía que se requiere aportar para conseguir esa refrigeración” o dicho de otro modo el beneficio dividido para el costo. Es evidente que mientras más alto sea el COP más eficiente es el sistema. Para realizar este cálculo no se incluyen consumos auxiliares como energía eléctrica utilizada en bombas y ventiladores. Los sistemas de absorción poseen COP muy bajos entre el 0,5 a 1 mientras que los sistemas de compresión mecánica se encuentran entre los 4,5 y 5,5. Entonces por qué utilizar el sistema VARS de refrigeración, la respuesta es simple, la energía que hace funcionar un compresor mecánico cuesta, la energía que emplea el VARS para funcionar se la

puede conseguir gratuitamente. Es decir el ahorro de energía eléctrica es uno de las principales ventajas del VARS.

Esto se debe a que el trabajo necesario para realizar la compresión de una solución líquida es mucho menor al trabajo necesario para realizar una compresión de vapor.

El trabajo de compresión sea para una bomba (compresión de líquidos) o para un compresor (compresión de gases) se define como:

$$w = \int_{v_1}^{v_2} p \, dv \quad 2.8$$

Para ejemplificar podemos utilizar la compresión de agua en estado líquido y en estado gaseoso. A una misma temperatura inicial de 180°C con calidad 0 para el líquido y calidad 1 para el gas se presenta en la figura 2.11 la compresión de 1000kPa a 10 000kPa en un proceso isoentrópico en el diagrama P-v, y con la ayuda de la ecuación 2.8 se puede obtener el trabajo específico en KJ/kg. Si a esto lo multiplicamos por el flujo de masa del compresor se puede obtener los kW necesarios para realizar este proceso de manera ideal.

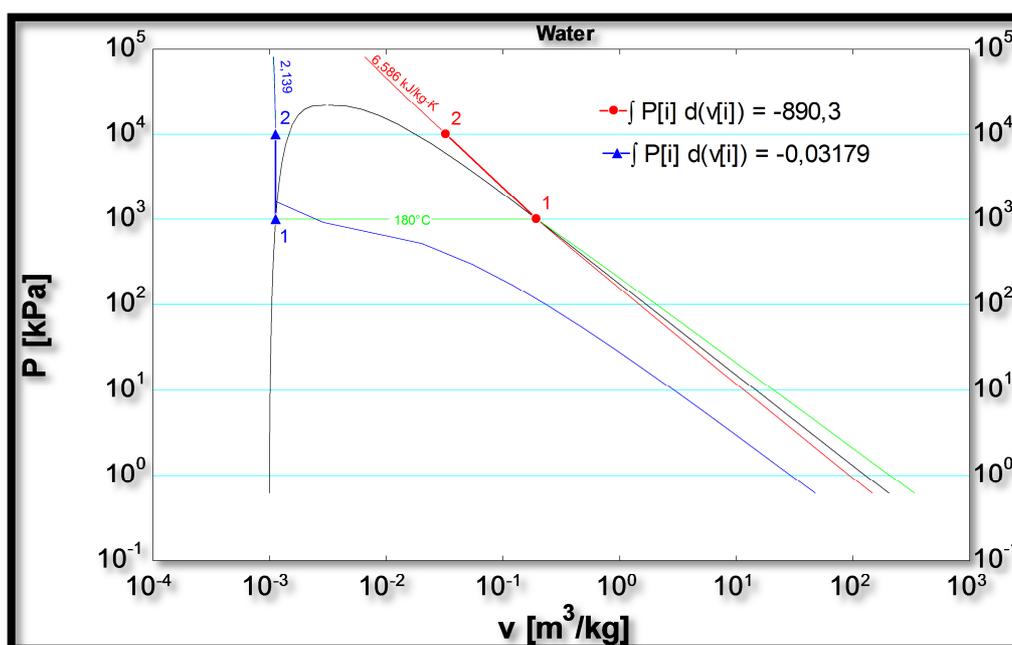


Figura 2.11 Diagrama P-v. Compresión isoentrópica de agua (Obtenido con EES, realizado por A.V.)

En la Figura 2.11 se puede apreciar que el trabajo necesario para lograr la compresión del líquido es insignificante respecto a la compresión del gas. Es evidente que el área bajo la curva (que representa el trabajo) de la compresión del líquido situada en la izquierda del domo de vapor es mucho menor que el área bajo la curva correspondiente a la compresión de vapor situada a la derecha del domo de vapor. Este trabajo que se hace mecánicamente en bombas y compresores se ve representado económicamente por la potencia eléctrica que absorbe el motor para realizar esta compresión. Por esta razón una bomba con una razón de presión igual a la de un compresor utiliza una fracción de energía respecto a la utilizada por un compresor.

El VARS utiliza una bomba la cual comprime solución líquida rica en refrigerante cuyo consumo energético es fracción en comparación al aporte energético en forma de calor que se da al generador y al consumo eléctrico que tendría un compresor para realizar la misma compresión. Esta es la razón por la cual la energía necesaria para bombear la solución no es tomada en cuenta para el cálculo del COP.

3. DISEÑO

3.1 Descripción del análisis termodinámico

El análisis termodinámico del sistema se hace con ayuda dos balances básicos: balance de masa y balance de energía. Para realizar estos balances se escoge el volumen de control y se asume:

- estado estable,
- flujo estable,
- cambios en energía cinética despreciables y
- cambios en energía potencial despreciables.

El análisis es ligeramente diferente al realizado cuando se tiene un fluido puro, por el comportamiento de las propiedades termodinámicas de la mezcla. Ya que el par a trabajar es amoníaco-agua además de un generador se incorpora los siguientes componentes al sistema: intercambiador de calor subenfriador, columna de rectificación y deflagmador. Del análisis termodinámico se obtienen datos valiosos como el flujo de cargas térmicas, las propiedades termodinámicas, las cuales son datos necesarios para obtener propiedades termo-físicas y dimensionar los componentes del sistema. Además el análisis permite analizar en rendimiento del ciclo y compararlo con ciclos similares utilizando diferentes configuraciones.

3.2 Análisis termodinámico componente a componente

3.2.1 Evaporador

En este componente se produce el cambio de fase del refrigerante que llega de la estrangulación en la válvula de expansión en 2 fases y termina como vapor

saturado. El flujo de calor requerido para este cambio de estado es la capacidad frigorífica del sistema.

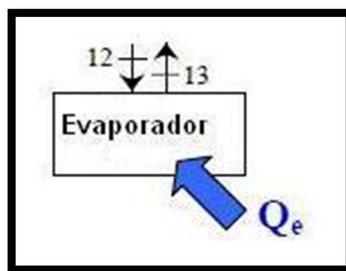


Figura 3.1 Diagrama del evaporador y sus flujos (Obtenido de HVAC-Handbook – IIT- Kharagpur)

Basados en la Figura 3.1 podemos realizar los siguientes balances. El flujo de masa en este caso es trivial:

$$m_{12} = m_{13} \quad 3.1$$

El flujo de masa amoniacal es también trivial:

$$x_{12} = x_{13} \quad 3.2$$

El balance de energía se escribe:

$$Q_e = m_{13}(h_{13} - h_{12}) \quad 3.3$$

3.2.2 Condensador

En este componente se produce el cambio de fase del refrigerante que llega del proceso de rectificación, este expulsa calor al ambiente y termina como líquido saturado.

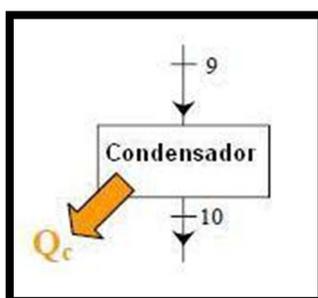


Figura 3.2 Diagrama del condensador y sus flujos (Obtenido de HVAC-Handbook – IIT- Kharagpur)

Con ayuda de la Figura 3.2 se puede realizar los siguientes balances. El flujo de masa en este caso es trivial:

$$m_9 = m_{10} \quad 3.4$$

El flujo de masa amoniacal es también trivial:

$$x_9 = x_{10} \quad 3.5$$

El balance de energía se escribe:

$$Q_c = m_9(h_9 - h_{10}) \quad 3.6$$

3.2.3 Intercambiador de calor de solución

El intercambiador de calor permite el mejor aprovechamiento energético dentro del diseño del ciclo. El modelo que se utiliza para modelar el intercambiador se basa en la definición de la eficiencia del mismo. Así se define la razón de la tasa de calor actual para la tasa máxima de calor posible transferido, como la eficiencia del intercambiador, expresado en una ecuación esto es:

$$\varepsilon = \frac{Q_{act}}{Q_{max}} \quad 3.7$$

La tasa de calor máxima posible se la puede hallar tomando la diferencia más grande de temperaturas y multiplicándola por el mínimo del producto entre el flujo másico y la capacidad calórica de los flujos participantes. Una definición más general que permite trabajar con fluidos que cambian de estado hace uso de las entalpías. Con ayuda de la figura 3.3, la tasa máxima de calor se expresa como:

$$Q_{4-5} = m_{4-5} \cdot (h_4 - h_5) \quad 3.8$$

$$Q_{2-3} = m_{2-3} \cdot (h_2 - h_3) \quad 3.9$$

$$Q_{max} = \text{mínimo}(Q_{4-5}, Q_{2-3}) \quad 3.10$$

Este modelo se basa en que uno de los dos flujos es el que limitará el proceso de transferencia de calor, siempre y cuando el intercambiador de calor sea bien dimensionado.

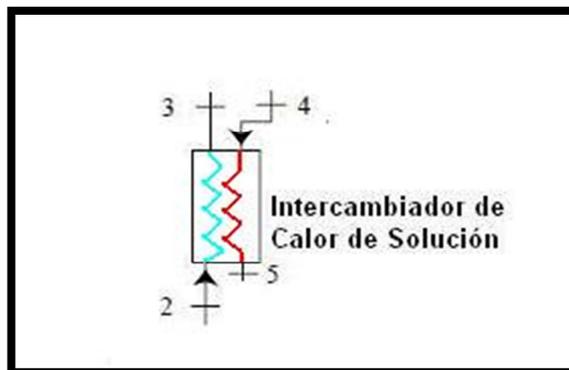


Figura 3.3 Diagrama del intercambiador de calor de solución y sus flujos (Obtenido de HVAC-Handbook – IIT- Kharagpur)

Con ayuda de la Figura 3.3 se puede realizar los siguientes balances. El flujo de masa en este caso es trivial:

$$m_2 = m_3 \quad 3.11$$

$$m_4 = m_5 \quad 3.12$$

El flujo de masa amoniacal es también trivial:

$$x_2 = x_3 \quad 3.13$$

$$x_4 = x_5 \quad 3.14$$

Los flujos que se manejan en este intercambiador son las soluciones amoniacales con alta y baja concentración.

3.2.4 Intercambiador de calor para subenfriamiento de condensados

Este intercambiador de calor cumple funciones muy similares a las del anterior, pero además permite ampliar la capacidad frigorífica del sistema. El fluido que maneja en ambos flujos es 99,9% amoníaco.

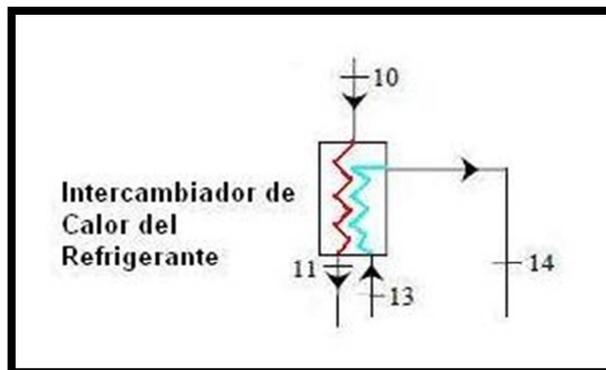


Figura 3.4 Diagrama del intercambiador de calor subenfriador y sus flujos (Obtenido de HVAC-Handbook – IIT- Kharagpur)

El mismo modelo de eficiencia se aplica, es decir la ecuación 3.7. Los flujos correspondientes a este intercambiador se muestran en la Figura 3.4, de tal manera que:

$$Q_{10-11} = m \cdot (h_{10} - h_{11}) \quad 3.15$$

$$Q_{13-14} = m \cdot (h_{14} - h_{13}) \quad 3.16$$

$$Q_{max} = \text{mínimo}(Q_{10-11}, Q_{13-14}) \quad 3.17$$

Con ayuda de la Figura 3.4 se puede realizar los siguientes balances. El flujo de masa en este caso es trivial:

$$m_{10} = m_{11} \quad 3.18$$

$$m_{13} = m_{14} \quad 3.19$$

El flujo de masa amoniacal es también trivial:

$$x_{10} = x_{11} \quad 3.20$$

$$x_{13} = x_{14} \quad 3.21$$

3.2.5 Válvula de expansión de solución

En este dispositivo se reduce la presión del fluido, se lo hace por una reducción de la geometría de la tubería, este proceso se considera adiabático y se lo modela como un cambio de presión a entalpía constante. Generalmente la solución líquida entra sub-enfriada y después de pasar por la válvula el estado del fluido puede ser sub-enfriado o dos fases. Todo depende de las condiciones de entrada.

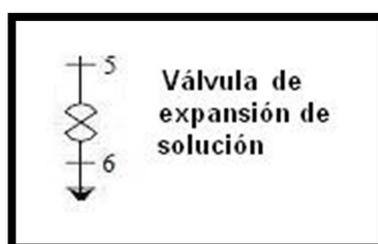


Figura 3.5 Diagrama de la válvula de expansión de solución (Obtenido de HVAC-Handbook – IIT-Kharagpur)

Si tomamos la Figura 3.5, para este caso tenemos el flujo de masa trivial:

$$m_5 = m_6 \quad 3.22$$

El flujo de masa amoniacal es también trivial:

$$x_5 = x_6 \quad 3.23$$

El proceso adiabático permite determinar la condición del proceso a entalpía constante de tal manera que:

$$h_5 = h_6 \quad 3.24$$

3.2.6 Válvula de expansión de refrigerante

Este dispositivo funciona de la misma manera que la válvula de expansión de solución. La diferencia es el fluido de trabajo, en el este caso amoníaco casi puro pasa a través de un proceso de expansión. Además es recomendable que a la salida de

este dispositivo el fluido se encuentre en 2 fases para garantizar una temperatura uniforme en la evaporación.



Figura 3.6 Diagrama de la válvula de expansión del refrigerante y sus flujos. (Obtenido de HVAC-Handbook – IIT- Kharagpur)

De acuerdo con la Figura 3.6, para este caso tenemos el flujo de masa trivial:

$$m_{11} = m_{12} \quad 3.25$$

El flujo de masa amoniacal es también trivial:

$$x_{11} = x_{12} \quad 3.26$$

El proceso adiabático permite determinar la condición del proceso a entalpía constante de tal manera que:

$$h_{11} = h_{12} \quad 3.27$$

3.2.7 Bomba de solución

La bomba permite llevar la solución de baja a alta presión, además aumentar el flujo másico y de esta manera mejorar la transferencia de calor y masa dentro de los intercambiadores. La figura 3.7 ilustra la representación de la bomba dentro del sistema. El trabajo necesario para la compresión se puede obtener de la ecuación:

$$w_p = (p_2 - p_1) \frac{v_1 m_1}{\eta_p} \quad 3.28$$

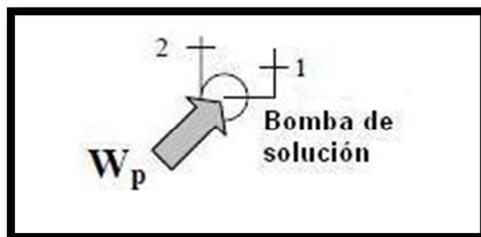


Figura 3.7 Diagrama de la bomba de solución y sus flujos. (Obtenido de HVAC-Handbook – IIT-Kharagpur)

O de manera análoga se puede encontrar el trabajo específico

$$w_p = (p_2 - p_1) \frac{v_1}{\eta_p} \quad 3.29$$

Este trabajo específico del proceso se suma a la entalpía de entrada para hallar la entalpía en alta presión

$$h_2 = h_1 + w_p \quad 3.30$$

De esta manera aplicando el balance de energía se puede encontrar el trabajo W como:

$$W_p = m_1(h_2 - h_1) \quad 3.31$$

El flujo de masa en este caso es trivial:

$$m_1 = m_2 \quad 3.32$$

El flujo de masa amoniacal es también trivial:

$$x_1 = x_2 \quad 3.33$$

3.2.8 Absorbedor

El absorbedor permite que el vapor de amoníaco proveniente del evaporador sea incorporado dentro de la solución débil de amoníaco-agua para que se convierta en una solución con mayor concentración de amoníaco. El proceso puede ser esquematizado como se muestra en la Figura 3.8.

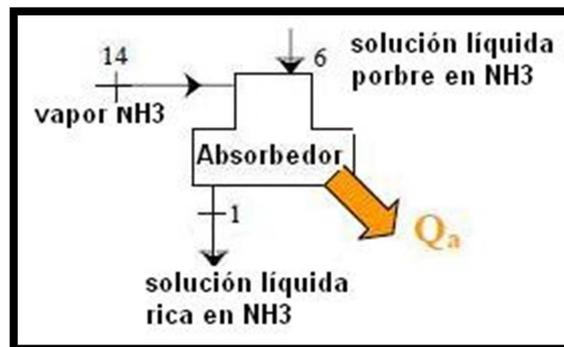


Figura 3.8 Diagrama del absorbedor y sus flujos. (Obtenido de HVAC-Handbook – IIT- Kharagpur)

Vapor de amoníaco entra por el flujo 14 proveniente del evaporador y la solución líquida pobre en amoníaco entra por el flujo 6 proveniente del generador. Generalmente se aspergea el fluido sobre el gas a manera de facilitar la transferencia de masa y calor. La absorción produce calor el cual debe ser retirado a una tasa adecuada para que el proceso se dé con normalidad y se logren las condiciones de diseño. Aplicando balance de masa al absorbedor se tiene:

$$m_6 + m_{14} = m_1 \quad 3.34$$

El flujo de masa basado en el amoníaco es:

$$m_6 x_6 + m_{14} x_{14} = m_1 x_1 \quad 3.35$$

El balance de energía se escribe:

$$Q_a + m_1 h_1 = m_{14} h_{14} + m_6 h_6 \quad 3.36$$

3.2.9 Sistema de Rectificación de refrigerante

Como se mencionó la necesidad de obtener refrigerante puro es fundamental para el VARS amoníaco-agua. Para conseguir un vapor amoníaco con una composición mayor al 99% de pureza es necesario realizar un proceso de rectificación, ya que la generación no es suficiente. El proceso de rectificación consta de un

generador, una columna de rectificación y un deflagmador como se muestra en la Figura 3.9

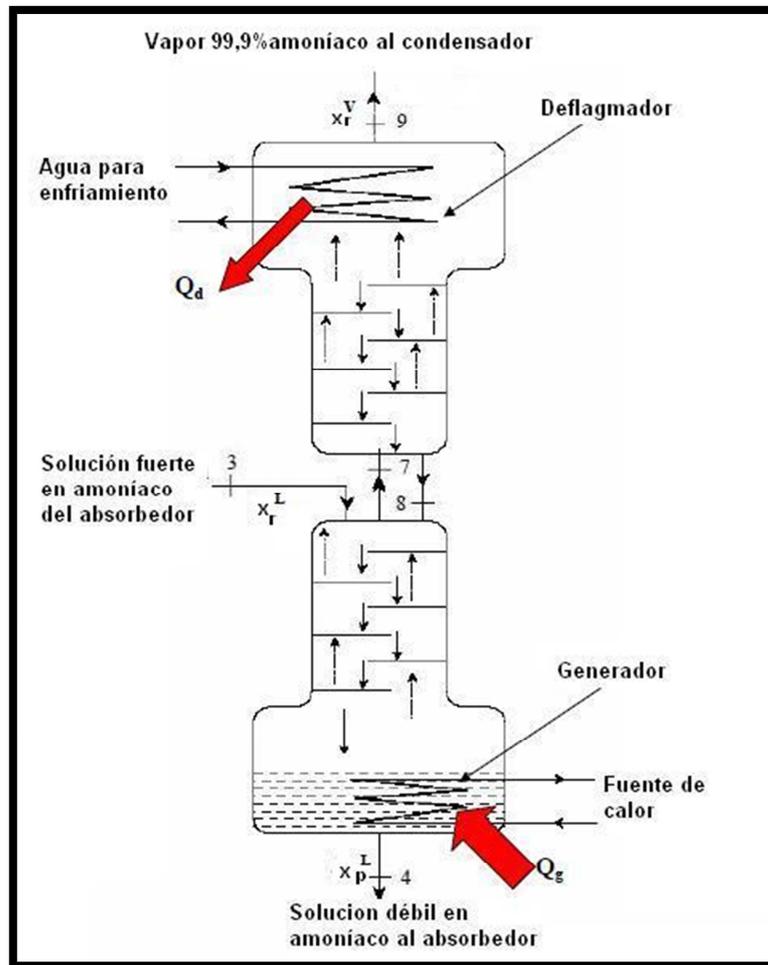


Figura 3.9 Sistema de rectificación de amoníaco y sus flujos (Obtenido de HVAC-Handbook – IIT-Kharagpur)

El flujo de masa de este conjunto de componentes es:

$$m_3 = m_4 + m_9 \quad 3.37$$

El flujo de masa basado en el amoníaco es:

$$m_3 x_3 = m_4 x_4 + m_9 x_9 \quad 3.38$$

Después de dividir todo para el flujo de vapor de refrigerante m_9 se puede definir f como la razón de circulación

$$f = \frac{m_3}{m_9} \quad 3.39$$

Esto permite que las ecuaciones estén basadas en una unidad de vapor de refrigerante. Si reescribimos la ecuación 3.38 con la definición de f se obtiene

$$fx_3 = (f - 1)x_4 + x_9 \quad 3.40$$

Despejando f tenemos

$$f = \frac{x_9 - x_4}{x_3 - x_4} \quad 3.41$$

Esto nos permite concluir que el flujo másico dentro del evaporador está dictado por las concentraciones de las soluciones amoniacaes. Para obtener un mayor flujo dentro del evaporador la razón de flujo f debe ser pequeña. Esto quiere decir:

- Al minimizar la diferencia entre la concentración amoniaca de vapor y la solución débil de amoníaco se puede extender la capacidad frigorífica.
- Al maximizar la diferencia entre la solución amoniaca rica y pobre se puede obtener mayor capacidad frigorífica.

A continuación se detallará el análisis termodinámico al que es sujeto este componente dividiéndolo en 2 partes.

3.2.10 Generador y parte inferior de la Columna de Rectificación

En el generador ocurre lo contrario que en el absorbedor. En este componente se genera mayoritariamente vapor de amoníaco a partir de la solución amoníaco-agua que llega a presión alta de la bomba de solución. En el literal a) de la Figura 3.10 se puede apreciar el esquema del proceso. Se entrega energía calórica Q_g a la solución líquida proveniente de los flujos 3 y 8 en la parte inferior del generador. Además la solución líquida llega por la parte superior de tal manera que el vapor con alto porcentaje de amoníaco está en contacto directo contra corriente con la solución líquida rica en amoníaco, este contacto genera tanto transferencia de masa como transferencia de calor, ya que la solución tiene temperatura más baja que el vapor que

va ascendiendo por la columna de rectificación. El proceso se puede apreciar en el diagrama T-x en el literal b) de la Figura 3.10. De esta manera el vapor ascendente va precalentando la solución descendente y disminuye el requerimiento de flujo de calor Q_g .

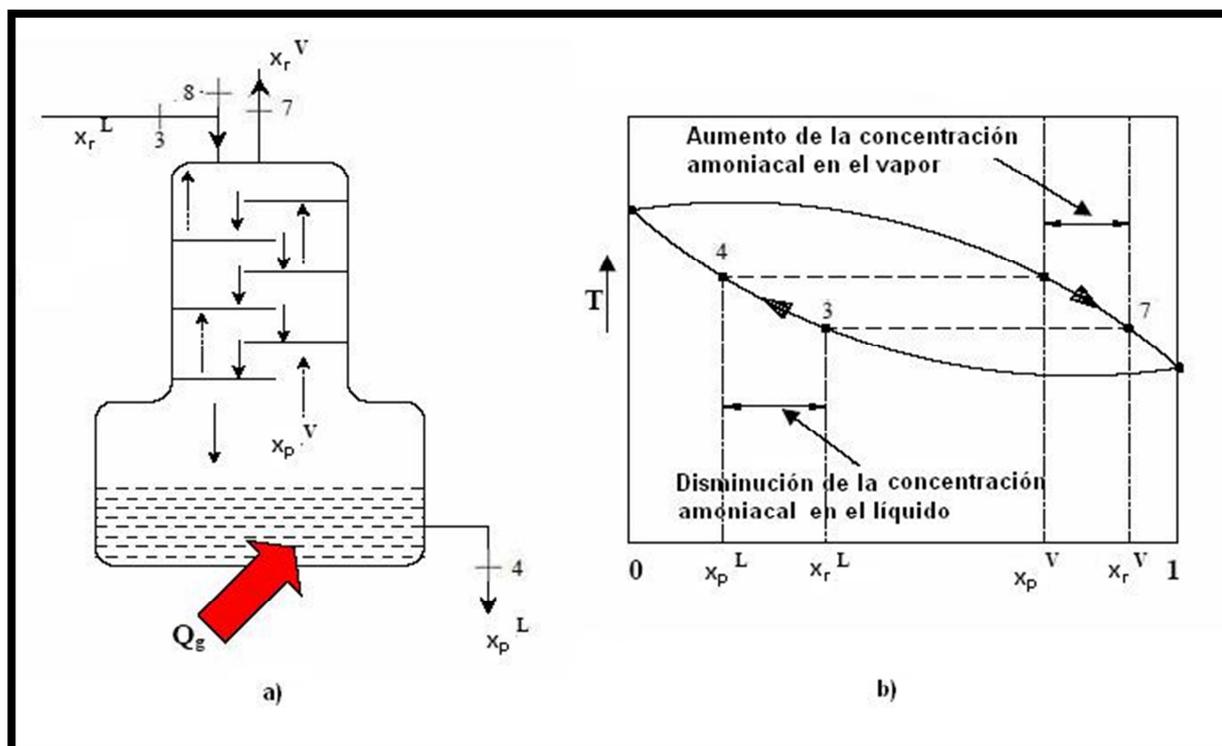


Figura 3.10 a) Diagrama del generador y parte inferior de la columna de rectificación con sus respectivos flujos, b) Diagrama T-x del proceso (Obtenido de HVAC-Handbook – IIT- Kharagpur)

El flujo de masa de este conjunto de componentes es:

$$m_3 + m_8 = m_4 + m_7 \quad 3.42$$

El flujo de masa basado en el amoníaco es:

$$m_3 x_3 + m_8 x_8 = m_4 x_4 + m_7 x_7 \quad 3.43$$

El balance de energía se escribe:

$$Q_g + m_3 h_3 + m_8 h_8 = m_4 h_4 + m_7 h_7 \quad 3.44$$

3.2.11 Deflagmador o Condensador de reflujo y parte superior de la Columna de Rectificación

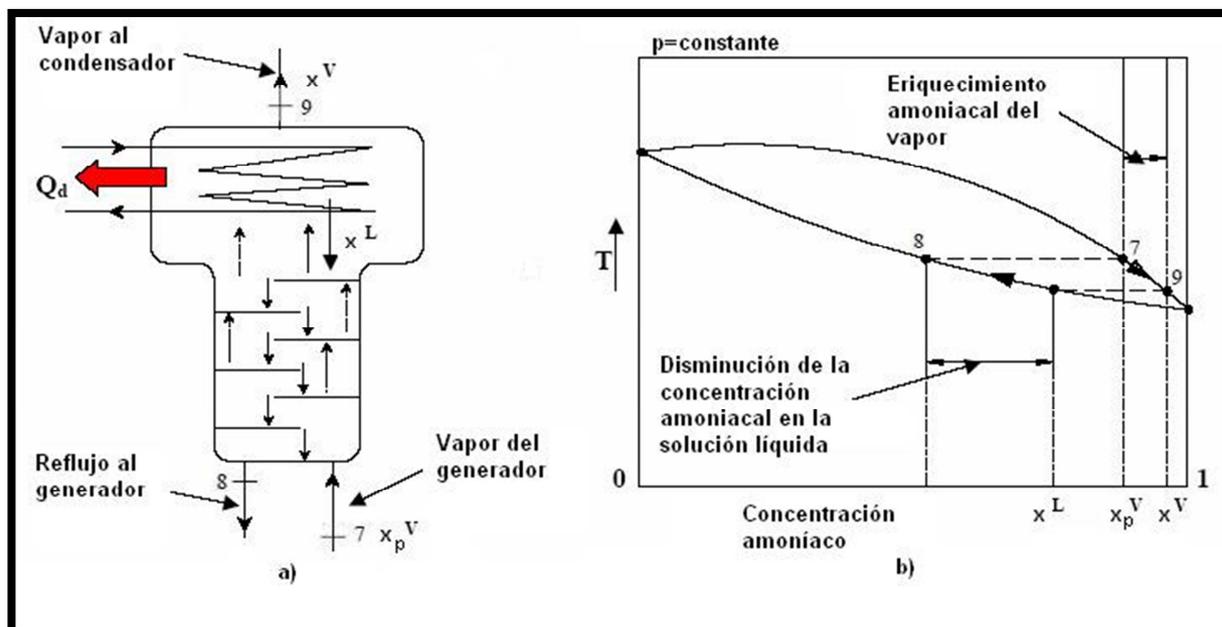


Figura 3.11 a) Diagrama de la parte superior de la columna de rectificación y deflagmador con sus respectivos flujos, b) Diagrama T-x del proceso. (Obtenido de HVAC-Handbook – IIT- Kharagpur)

Este es la última parte de la rectificación. El vapor que entra en la parte superior de la columna de rectificación proviene de la parte inferior de la misma. El deflagmador retira calor del vapor obligando a la condensación de líquido llamado reflujo, el cual fluye hacia la parte inferior por los platos de la columna de rectificación para salir por el flujo. Al mismo tiempo el vapor a una temperatura más alta que el líquido fluye en sentido contrario lo que permite un intercambio de calor y masa entre estas dos corrientes como se muestra en el literal a) de la Figura 3.11. Durante este proceso vapor de agua se transfiere del vapor al líquido y amoníaco se transfiere del líquido al vapor. El proceso puede ser apreciado en un diagrama T-x en el literal b) de la Figura 3.11.

El flujo de masa dentro de este conjunto de componentes es:

$$m_7 = m_8 + m_9 \quad 3.45$$

El flujo de masa basado en el amoníaco es:

$$m_7x_7 = m_8x_8 + m_9x_9 \quad 3.46$$

El balance de energía se escribe:

$$Q_d + m_9h_9 + m_8h_8 = m_7h_7 \quad 3.47$$

3.3 Implementación en software

Las propiedades termodinámicas son parte necesaria para poder generar un modelo. Gracias a las facilidades que introduce la programación, es posible contar con las ecuaciones de estado gobernantes para la solución agua-amoníaco en softwares destinados al cálculo y diseño de este tipo de sistemas. Para la presente tesis, se utilizó el programa EES (Solucionador de Ecuaciones de Ingeniería o Engineering Equation Solver) el cual es una plataforma de programación que permite acceder a tanto propiedades termofísicas como termodinámicas de diferentes fluidos incluyendo la mezcla utilizada en el VARS. Además es solucionador numérico de ecuaciones no lineales y diferenciales. Estas dos características lo convierten en un software apto para el análisis y diseño de cualquier tipo de ciclos de conversión de energía.

El procedimiento NH3H2O provee las propiedades de la mezcla amoníaco–agua para condiciones de subenfriamiento, saturación y sobrecalentamiento. El procedimiento se llama desde EES con el código:

CALL NH3H2O (Código,ln1,ln2,ln3: T,P,x,h,s,u,v,q)

Los 4 parámetros a la izquierda de los dos puntos son las entradas dentro del procedimiento. Los 8 valores a la derecha son las salidas del procedimiento. La rutina NH3H2O opera con unidades SI:

- Temperatura T=[K],
- Presión P=[bar],

- Fracción de masa de amoníaco $x=[-]$,
- Entalpía $h=[\text{kJ/kg}]$,
- Entropía $s=[\text{kJ/kg-K}]$,
- Energía interna $u=[\text{kJ/kg}]$,
- Volumen específico $v=[\text{m}^3/\text{kg}]$, y
- Calidad $q=[-]$.

Para el estado saturado $0 \leq q \leq 1$; para el estado de subenfriamiento $q = -0.01$; y para el estado de sobrecalentamiento $q = 1.01$.

El código es un entero de 3 dígitos que indica cual de las 8 propiedades son las entradas. Por ejemplo el código 123 quiere decir que los valores de las propiedades 1,2 y 3 serán indicadas en \ln_1 , \ln_2 y \ln_3 respectivamente. Los números de las propiedades corresponden a las posiciones de las propiedades en las salidas, así las propiedades 1,2 y3 son temperatura (T), presión (P) y la fracción de masa de amoníaco(x).

Los códigos que EES acepta son 123, 128, 137, 138, 148, 158, 168, 178, 234, 235, 238, 248, 258, 268, and 278. Este es un procedimiento externo de EES, ha sido compilado por separado y copiado dentro de los procedimientos de EES.

Las correlaciones utilizados fueron tomadas de:

Ibrahim, O.M., Klein, S.A., "Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures," ASHRAE Trans.: Symposia, 21, 2, 1495 (1993).

Con ayuda de las propiedades termodinámicas y algunas de las ecuaciones planteadas (2.1 a la 3.47) se plantea un modelo en estado estable que trata de representar el estado real de un VARS con amoníaco-agua. Balances de masa, balances de energía se resuelven simultáneamente. Las entalpías necesarias para los

balances de energía se obtienen con las ecuaciones de estado del fluido. Las ecuaciones de estado dependen de los estados termodinámicos y estos a su vez de las condiciones de operación. Además en este modelo se consideran dos presiones, es decir la caída de presión dentro de los intercambiadores no se toma en cuenta. Los equipos que separan la presión alta y baja son: la bomba de solución y las dos válvulas de expansión. De esta manera los parámetros de entrada para el programa generado son:

- Eficiencia y efectividades

Eficiencia isoentrópica de la bomba (η_p).- Este parámetro permite determinar cuál es el rendimiento de la bomba, es decir cuánto de la energía aportada para el bombeo está siendo utilizada para este fin. El valor de la eficiencia de las bombas esta en el rango del 65 al 90%. Una eficiencia del 85% se escogió ya que con una selección del mecanismo de bombeo adecuado para esta aplicación se puede lograr este valor.

Efectividades de los intercambiador de calor (ε_{ICsol} y ε_{ICsub}).- Este parámetro permite hacer referencia al intercambio máximo de calor que se puede dar. El valor de la efectividad del proceso de intercambio de calor depende del tipo de intercambiador y su dimensionamiento. Eficiencias tan altas como 95% son posibles con intercambiadores de placas. Eficiencias del 90% se escogió para ambos intercambiadores.

- Temperaturas

Temperatura de evaporación (T_{13}).- La temperatura de evaporación es uno de los requerimientos de diseño de acuerdo a la aplicación. Una temperatura de evaporación muy común para almacenamiento de productos es -25°C y se eligió como parámetro de diseño.

Temperatura de condensación y absorción (T_{10} y T_1).- Las temperaturas de condensación y absorción depende principalmente del medio de enfriamiento disponible. El enfriamiento se puede hacer por medio de aire o agua. Cuando el enfriamiento es por aire el sistema depende de las condiciones climáticas externas. El enfriamiento por agua garantiza más estabilidad en el sistema. Generalmente los sistemas de enfriamiento por agua utilizan torres de enfriamiento ó transferencia geotermal. La temperatura de 30°C para la condensación y absorción escogida corresponde a una temperatura que se puede alcanzar en la costa ecuatoriana.

- Fracción de masa de amoníaco

Fracción de masa amoniaca a la salida de la rectificación (x_9).- Esta fracción de masa se escoge cercano pero diferente de 1 para que el procedimiento que obtiene las propiedades termodinámicas pueda converger. Además escoger un valor menor a 0,99 causa la divergencia del sistema de ecuaciones. En la práctica es necesario que el vapor que sale del proceso de rectificación sea 99,9% amoníaco para un correcto funcionamiento del sistema.

- Capacidad frigorífica

Tasa de transferencia de calor del evaporador (Q_{evap}).- La cantidad de calor a retirar depende de los requerimientos de la aplicación. Ya que la inversión inicial de los sistemas VARS es alta, capacidades de refrigeración industriales desde los 300 kW en adelante justifican la consideración del diseño de este tipo de plantas. El diseño de este sistema se hace con una capacidad de 1000kW.

- Flujo másico

Flujo de masa generado por la bomba de solución (m_1).- El flujo másico se escogió para lograr la convergencia del modelo, 2,4kg/s es el valor mínimo. Cabe recalcar que

bombas centrífugas de varias etapas, bombas de pistones y bombas de engranajes llegan a lograr este tipo de caudales con la razón de presión necesaria para el sistema.

- Calidad

Líquido saturado en la entrada de la bomba de solución (Q_1).- Esta condición es necesaria para el correcto funcionamiento de la bomba. El dimensionamiento del absorbedor debe lograr este requerimiento, además físicamente se logra este propósito ya que la toma del absorbedor hacia la bomba se encuentra en la parte inferior de este componente, lo que garantiza la circulación de líquido por este ducto.

Líquido saturado en la salida del generador de solución pobre en amoníaco (Q_4).- Esta condición se logra con un correcto dimensionamiento del generador, además la disposición física de la conexión de salida en la parte inferior del generador hace que este flujo sea 100% líquido.

Líquido saturado en la salida del condensador (Q_{10}).- El dimensionamiento correcto del condensador permite satisfacer esta condición de diseño.

Vapor casi saturado en la salida del evaporador (Q_{13}).- Se asume esta condición ya que: permite la convergencia del procedimiento para obtener las propiedades termodinámicas, es conveniente para la aplicación ya que se logra una temperatura uniforme de evaporación y maximiza el COP del ciclo.

Vapor saturado en la salida de la primera y segunda porción de la columna de rectificación (Q_7 y Q_9).- Esta condición se logra con un correcto dimensionamiento de la parte inferior y superior de columna de rectificación respectivamente, además la disposición física de las conexiones de salida en la parte superior de la primera parte de la columna y en la parte superior al deflagmador respectivamente hace que estos flujos sean 100% vapor.

Con los parámetros de entrada mencionados y las ecuaciones de estado estable de todo el sistema se generó un programa en EES (Anexo 1) con el cual se obtuvieron los resultados mostrados en las tablas Tabla 3.1 y Tabla 3.2

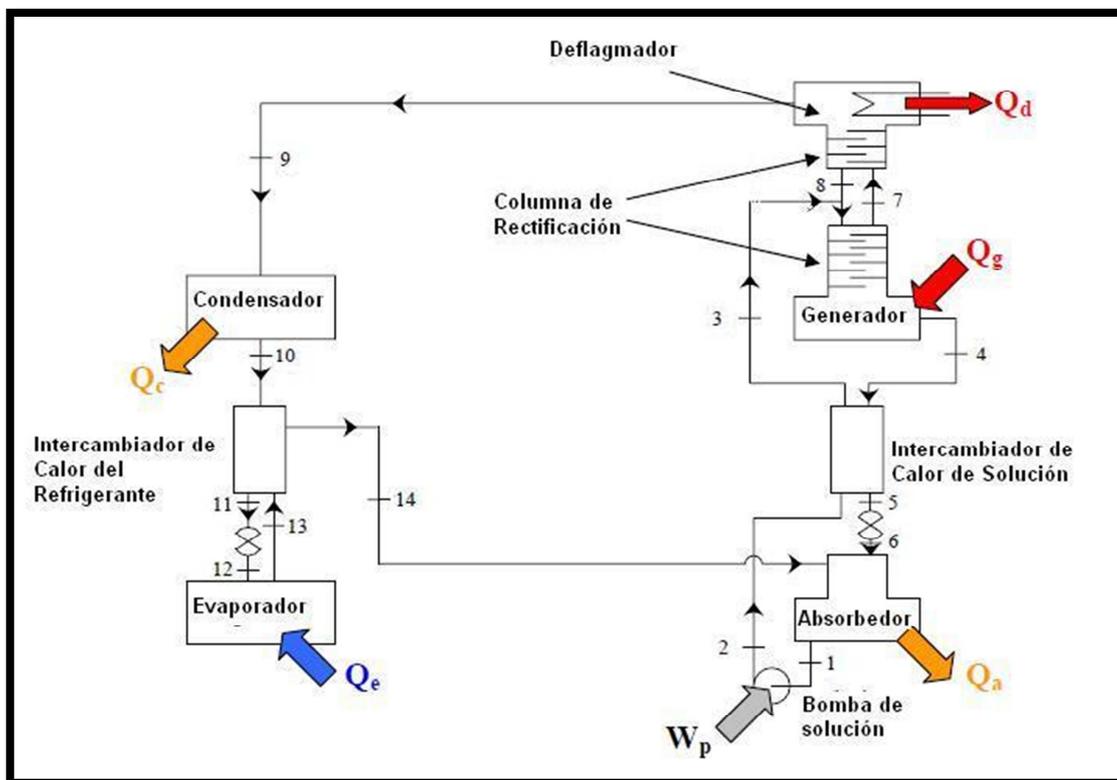


Figura 2. 10 VARS amoníaco-agua (Obtenido de HVAC-Handbook – IIT- Kharagpur)

Tabla 3.1 Propiedades del proceso, resultado de la simulación en EES

| [i] | $h[i]$ [kJ/kg] | $m[i]$ [kg/s] | $p[i]$ [kPa] | $Q[i]$ [-] | $s[i]$ [kJ/kg/K] | $T[i]$ [C] | $v[i]$ [m ³ /kg] | $x[i]$ [kg/kg] |
|-----|-------------------|------------------|-----------------|---------------|---------------------|---------------|--------------------------------|-------------------|
| 1 | -79,794 | 2,4 | 146,64 | 0 | 0,342 | 30 | 0,001 | 0,348358 |
| 2 | -78,423 | 2,4 | 1166,958 | -0,001 | 0,342 | 30,097 | 0,001 | 0,348358 |
| 3 | 311,954 | 2,4 | 1166,958 | 0,04 | 1,474 | 104,716 | 0,007 | 0,348358 |
| 4 | 787,517 | 1,57 | 1166,958 | 0 | 2,207 | 185,71 | 0,001 | 0,004182 |
| 5 | 190,841 | 1,57 | 1166,958 | -0,001 | 0,662 | 45,947 | 0,001 | 0,004182 |
| 6 | 190,841 | 1,57 | 146,64 | -0,001 | 0,666 | 46,161 | 0,001 | 0,004182 |
| 7 | 1539,202 | 0,906 | 1166,958 | 1 | 4,998 | 99,389 | 0,146 | 0,944737 |
| 8 | 228,365 | 0,076 | 1166,958 | 0 | 1,253 | 99,402 | 0,001 | 0,348358 |
| 9 | 1296,223 | 0,83 | 1166,958 | 1 | 4,295 | 36 | 0,112 | 0,999634 |
| 10 | 141,528 | 0,83 | 1166,958 | 0 | 0,5 | 30 | 0,002 | 0,999634 |
| 11 | 18,157 | 0,83 | 1166,958 | -0,001 | 0,075 | 3,91 | 0,002 | 0,999634 |
| 12 | 18,157 | 0,83 | 146,64 | 0,1 | 0,109 | -25,692 | 0,081 | 0,999634 |
| 13 | 1223,271 | 0,83 | 146,64 | 0,99 | 4,956 | -25 | 0,789 | 0,999634 |
| 14 | 1346,642 | 0,83 | 146,64 | 1,001 | 5,414 | 23,767 | 0,972 | 0,999634 |

En la Tabla 3.1 se puede observar las condiciones de la mezcla en las respectivas entradas y salidas de sus componentes

Tabla 3.2 Cargas térmicas del proceso, resultado de la simulación en EES

| T_glide | Qrect | Qgen | Q_ICsub | Q_ICsol | Qabs | Qcond | Qevap | COP |
|---------|-------|--------|---------|---------|------|-------|-------|-------|
| [C] | [kW] | [kW] | [kW] | [kW] | [kW] | [kW] | [kW] | [-] |
| 0,6923 | 258,9 | 1779,3 | 85,77 | 853 | 1552 | 971 | 1000 | 0,562 |

En la Tabla 3.2 se pueden observar las cargas térmicas finales de cada uno de los componentes junto con el coeficiente de rendimiento del sistema.

3.4 Dimensionamiento de Equipos

Con ayuda del análisis termodinámico, se pudo hallar variables como cargas térmicas y temperaturas de los diferentes componentes lo que permite el dimensionamiento de los componentes con ayuda de la teoría de intercambio de calor y masa. Intercambio de masa y calor ocurren simultáneamente en algunos de los componentes del VARS. A pesar de que los dos fenómenos suceden para fines de modelo del ciclo e idea general de diseño se realiza el dimensionamiento a partir del fenómeno de transferencia de calor. Una vez que se tiene resuelto esta parte, un modelo apropiado de transferencia de masa debe ser aplicado a los componentes que lo requieran.

El diseño de equipos de transferencia de calor generalmente se hace con una ecuación básica de transferencia de calor

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad 3.48$$

Esta ecuación permite obtener el área necesaria para obtener el intercambio de calor requerido dada la carga térmica, las temperaturas de trabajo de los respectivos fluidos y el coeficiente total de transferencia de calor. Este último se puede aproximar

con bibliografía existente, sin embargo ya que el dimensionamiento del equipo es en extremo delicado tanto para el funcionamiento y la economía del sistema, un diseño final necesita valores exactos de este coeficiente. Para el cálculo de este coeficiente son necesarios: las propiedades termofísicas de los materiales de construcción, las propiedades termodinámicas y termofísicas de los fluidos participantes, las condiciones del proceso y la geometría utilizada para el intercambio. Además se necesitan correlaciones empíricas o semi-empíricas en términos de las propiedades adimensionales y geometrías de los intercambiadores. Dado el requerimiento de estas correlaciones existen empresas dedicadas a desarrollar dichas correlaciones para equipos y fluidos típicos de procesos industriales. HTRI es una de las empresas que además de realizar este tipo de investigación, ha desarrollado un software donde incorpora dichas correlaciones. Este software será utilizado para el dimensionamiento de los equipos del VARS.

HTRI es un software que permite el diseño, valoración y simulación de equipos utilizados en transferencia de calor a nivel industrial. HTRI utiliza métodos de modelación puntual incremental que aseguran la evaluación más precisa posible. Este software además permite especificar la geometría del intercambiador y utiliza las últimas correlaciones que han sido investigadas. Por último también incluye a VMBThermo que es un sistema para caracterizar las propiedades físicas y termodinámicas de los fluidos. Todas estas herramientas juntas hacen de HTRI un poderoso software de diseño usado a nivel industrial.

3.4.1 Consideraciones de la tubería

Una importante característica de diseño es el espesor de la tubería a ser usada. Esto garantiza una operación segura del sistema pero debe ser optimizada ya que

mientras más grueso es el espesor del tubo, más grande y costoso será el intercambiador de calor. Para determinar este parámetro se utiliza la norma ASME B31.5 encargada de tubería de refrigeración y componentes de transferencia de calor. Como regla general se recomienda para amoníaco tubería de cédula 80 de acero al carbono, con aletas del mismo material. Sin embargo para mejorar las características del diseño se optó por una nueva tendencia en intercambiadores para amoníaco que utiliza acero inoxidable para la tubería y aletas de aluminio. Entre las ventajas presentes en este tipo de intercambiadores tenemos:

- Costo
- Peso
- Rendimiento
- Deshielo más eficiente
- Resistencia a la corrosión
- Facilidad de limpieza
- Confiabilidad

Para una información más detallada de las ventajas, mirar el anexo 2.

Dentro del código ASME B31.5 se especifica la fórmula para calcular genéricamente el espesor de la tubería a ser utilizada en instalaciones de refrigeración siempre y cuando la relación entre el diámetro exterior y el espesor de la tubería sea mayor a 4. A continuación se presentan dichas fórmulas:

$$t_m = t + c \quad 3.49$$

$$t = \frac{pD_o}{2(S+py)} \quad 3.50$$

Donde:

t_m es el espesor mínimo requerido para satisfacer los requerimientos de la presión de diseño y prestaciones mecánicas, de corrosión y erosión.

t es el espesor de la presión de diseño calculado con la ecuación 3.50

c es la suma de las holguras mecánicas por roscado y la tolerancia de manufactura.

p es la presión interna de diseño

D_o es el diámetro externo de la tubería

S es el esfuerzo circunferencial permitido con respecto a la tabla 502.3.1 del código ASME B31.5

y es el coeficiente indicado para ciertos materiales: para materiales no ferrosos dúctiles $y = 0.4$, para aceros ferríticos $y = 0.4$, para aceros austeníticos (caso del acero inoxidable) $y = 0.4$ y para hierro fundido $y = 0$.

De esta manera con ayuda de las ecuaciones 3.49 y 3.50 se puede determinar el espesor de la tubería necesario a utilizarse para la construcción de los diferentes intercambiadores y las conexiones entre ellos. Ya que la norma general manda utilizar tubería con cédula 80 para tuberías de acero al carbón, en el caso de utilizar acero inoxidable se realizó el siguiente equivalente: se obtuvo el factor de seguridad utilizado con la tubería de acero al carbono y se aplicó el mismo factor de seguridad para obtener el espesor de la tubería de acero inoxidable.

3.4.2 Evaporador

El evaporador es el intercambiador de calor que brinda la capacidad frigorífica al sistema. El calor del cuarto de almacenamiento de productos es transferido hacia el circuito de refrigeración por medio del aire y es utilizado para evaporar el refrigerante dentro de las tuberías como se muestra en la Figura 3.12.

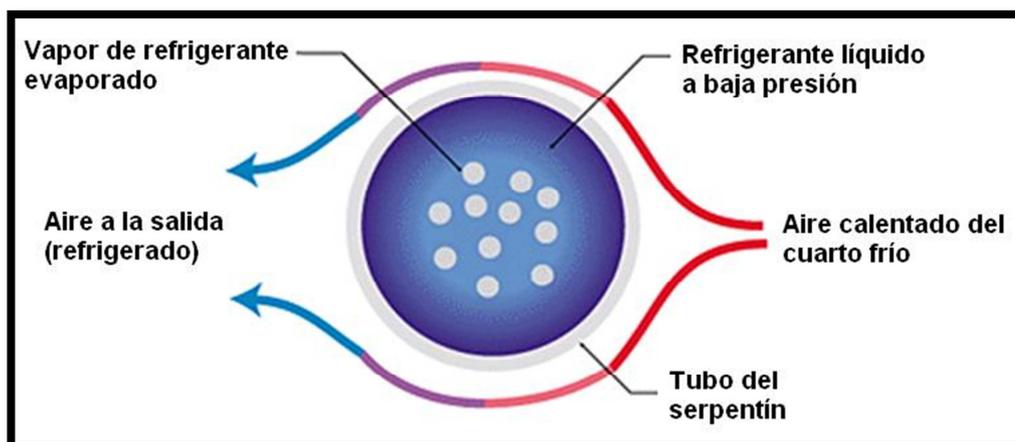


Figura 3.12 Detalle del fenómeno dentro del evaporador (Obtenido de <http://www.achrnews.com/Articles>)

Como lo define Jeff Rothermal, ingeniero de Evacop, los evaporadores son:

- intercambiadores de calor entre aire y refrigerante,
- con un flujo de refrigerante a baja presión dentro de los tubos del serpentín,
- con aire fluyendo en la parte exterior del serpentín y a través de las aletas(excepto en los sistemas cascada) y
- que retira calor del flujo de aire, el cual es utilizado para cambiar de estado el refrigerante.

Existen varios tipos de evaporadores de acuerdo a la manera de alimentación:

- Recirculación de líquido

En este sistema se trata de saturar de líquido al serpentín, recirculándolo de 2 a 5 veces más líquido que la capacidad que puede evaporar. Esto asegura que dentro de los tubos del serpentín, estos estén totalmente mojados garantizando un coeficiente de transferencia interno máximo.

Esta es una de las formas más comunes de alimentar el evaporador. El líquido puede ser bombeado desde un separador o a través de un recibidor con control

de presión, donde el gas refrigerante es el que provee la presión necesaria para movilizar el líquido. La alimentación en el evaporador puede ser por la parte inferior o por la parte superior. Generalmente se alimenta el evaporador por la parte inferior cuando se utiliza sistema de gas caliente para deshelar (defrost) el evaporador, requiriendo una instalación extra de tubería controlada. De esta manera el gas refrigerante condensado regresa con ayuda de la gravedad al lugar donde se encuentra el refrigerante líquido. La alimentación del evaporador por la parte superior es generalmente para aplicaciones sobre los -1°C que utilizan sistemas de deshielo externos con agua o aire.

- Inundado

En este tipo de evaporador el refrigerante líquido es alimentado con ayuda de un tanque situado sobre el nivel del evaporador. La alimentación es provista por la cabeza de altura de presión. Un nivel de control alimenta el tanque. El gas proveniente del evaporador regresa al tanque y queda listo para ser comprimido. Como en el caso anterior, este sistema garantiza el coeficiente de transferencia máximo ya que el estado inicial en el serpentín contiene solamente líquido. La caída de presión se minimiza, dentro del serpentín por la mayor presencia de líquido, además los distribuidor generalmente son relativamente grandes para minimizar las pérdidas de presión que se traducen en una penalidad en la temperatura de evaporación. Los evaporadores de este tipo son utilizados generalmente para sistemas pequeños o serpentines aislados para una única condición de trabajo.

- Expansión directa

Este método es utilizado generalmente para temperaturas sobre los -10°C . Una válvula termostática de expansión permite reducir presión y temperatura. El

bulbo sensor de la válvula se pone en contacto con la salida del evaporador, regulando de esta manera la apertura de la válvula de expansión y de esta manera se logra la condición deseada. El coeficiente de transferencia de calor no es el óptimo ya que refrigerante en dos fases entra en el serpentín. No es recomendado por sí solo en los sistemas de amoníaco y es utilizado con frecuencia con refrigerantes halocarbonados. A diferencia de los sistemas anteriores la cantidad de carga de refrigerante necesaria es menor, y su costo es más bajo. El serpentín en este caso puede resultar entre un 15% y 20% más grande respecto a los anteriores sistemas, lo que genera un costo extra en el serpentín.

Otro parámetro a ser tomado en cuenta dadas las condiciones de diseño, es el método de deshielo (defrost). Ya que la cámara estará muy por debajo del punto de congelación del agua, la humedad del aire se solidificará en el serpentín, disminuyendo el coeficiente de transferencia y en el peor de los casos bloqueando el paso del aire. Por estas razones, gas caliente es circulado por el serpentín del evaporador convirtiéndolo momentáneamente en condensador a fin de utilizar el calor expulsado por la condensación para que fusione el hielo de la parte exterior del serpentín y las aletas. Cuando el gas pasa solamente por el serpentín, el sistema de deshielo es llamado serpentín de gas caliente, cuando el gas es aplicado al serpentín y a la bandeja que lleva el agua a las cañerías se hace referencia a una unidad de deshielo de gas caliente. El gas caliente a alta presión es enviado al evaporador a través de una válvula reguladora de presión (la presión recomendada está entre los 4,5 a 5,5 bar). Más o menos entre 230 y 450 KJ por metro cuadrado del área del serpentín es utilizado para este fin. Jeff Rothermal, ingeniero de Evacop da una regla de diseño: "Deshelar un máximo de un tercio del total de la capacidad del sistema

cada vez". De esta manera el gas que se genera suficiente gas caliente para cada ciclo de deshielo. Dentro de los parámetros de diseño para evaporadores que trabajan bajo 0°C el espacio entre aletas y su posición geométrica es muy importante ya que influyen en la eficiencia y rapidez de deshielo.

Tomando en cuenta todas las alternativas se escogió el evaporador con recirculación de líquido ya que:

- permite garantizar la temperatura de diseño a la salida del evaporador
- se necesita alimentar un gran número de evaporadores
- los serpentines serán eficientes por la presencia total de líquido en la entrada.

Escogido el tipo de evaporador, es necesario analizar cuidadosamente las condiciones de diseño de manera que los recursos utilizados sean optimizados.

Existen 3 diferentes factores que influyen en el diseño de un evaporador:

- Transferencias de calor

Para este criterio se toma en cuenta: el tipo de material, los flujos máxicos, superficie total del área de transferencia, posición geométrica de las tuberías, temperaturas de diseño y las propiedades físicas de los fluidos.

- Caída de presión

Los parámetros a considerar en este aspecto son: la geometría por donde pasan ambos flujos, el acabado de los materiales, la fase de los fluidos y los flujos máxicos de los fluidos.

- Precio

La calidad y cantidad de material y la dificultad de la manufactura son temas a considerar para optimizar el precio de un evaporador que brinde un servicio adecuado.

La combinación de características que optimice estas condiciones permite diseñar el intercambiador necesario.

Después de evaluar 3456 combinaciones variando parámetros como: el ancho del evaporador, el número de pasadas, la disposición geométrica de la tubería, el número de filas y diámetro de los tubos; se obtuvo el diseño final que trata de optimizar los parámetros antes mencionados.

Las características más importantes del diseño final se pueden apreciar en la Tabla 3.3, en el anexo 3 se puede encontrar la información completa.

Tabla 3.3 Características de diseño del evaporador

| Características geométricas del evaporador | | Detalle |
|---|--|-----------------------------|
| Número de unidades en paralelo | | 12 |
| Número de servicios | | 1 |
| Número de pasadas de tubo por unidad | | 10 |
| Diámetro entrada y salida de las boquillas | | 194mm |
| Número de ventiladores por unidad | | 4 |
| Número de filas del serpentín | | 20 |
| Configuración de tubos | | escalonados |
| Ancho de la unidad | | 1m |
| Largo de los tubos | | 3m |
| Área de transferencia total | | 18144m ² |
| Material de los tubos | | Acero inoxidable ASTM A 312 |
| Material de las aletas | | Aluminio 3003 |
| Diámetro externo de los tubos | | 17mm |
| Espesor de los tubos | | 4,4mm |
| Densidad de aletas | | 196 aletas/m |
| Condiciones del proceso | | Detalle fluido |
| | | Caliente |
| | | Frío |
| Nombre | | Aire |
| | | Amoníaco |
| Fase | | Gas |
| | | 2 fases |
| Caudal total | | 220 kg/s |
| | | 2 kg/s |
| Fracción de vapor a la entrada | | 1 |
| | | 0 |
| Fracción de vapor a la salida | | 1 |
| | | 0,37 |
| Temperatura de entrada | | -16°C |
| | | -25,35 °C |
| Temperatura de salida | | -20,7 °C |
| | | -25,88 °C |
| Caída de presión | | 0,536 kPa |
| | | 3,59 kPa |
| Coefficiente total de transferencia | | 8,082 W/m ² K |
| Potencia absorbida | | 1021 kW |

Se puede notar que en la Tabla 3.3 las condiciones de la fracción de vapor no coinciden con el diseño original. Esto se debe al tipo de evaporador utilizado, sin embargo la condición de salida de la fracción de vapor prevista en el diseño de 1 se logra mediante la separación física dentro del tanque del sistema de recirculación. El diseño de este sistema esta fuera de los alcances de esta tesis.

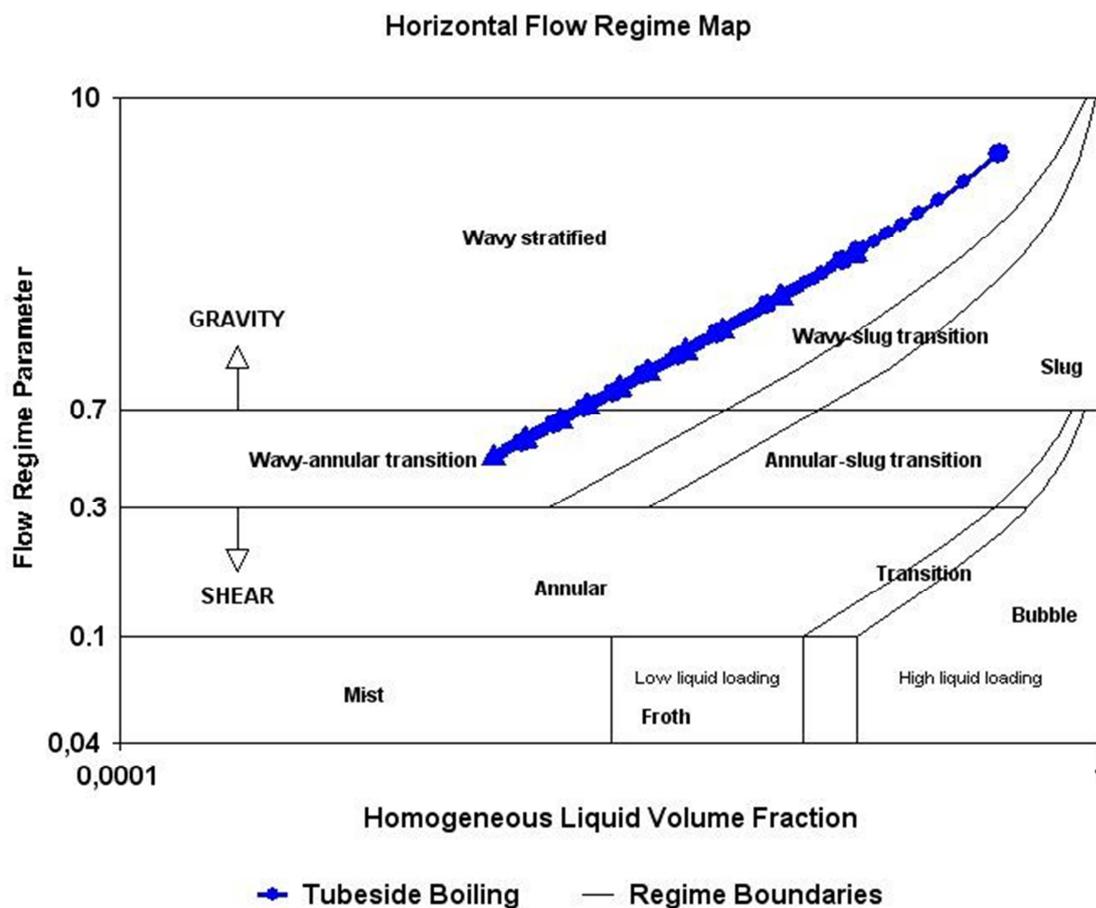


Figura 3.13 Mapa de regímenes evaporación en tubos horizontales para el evaporador (fuente HTRI)

Otra característica importante del software es que nos permite obtener el mapa de regímenes de cambio de estado. En la Figura 3.13 se puede apreciar el mapa mencionado, se puede concluir que las fuerzas debidas a la gravedad son superiores a las viscosas por lo que un régimen oleado estratificado domina el cambio de estado. Este mapa es importante ya que el régimen de evaporación esta estrechamente

relacionado con la caída de presión. En la la Figura 3.14 se encuentra la descripción física de algunos de los 7 posibles regímenes de cambio de estado para tubos horizontales.

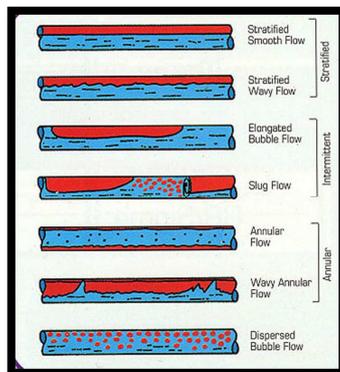


Figura 3.14 Tipos de regímenes de evaporación en tubos horizontales
(<http://www.pe.utexas.edu/2phaseweb/Colorhor.jpg>)

El software de HTRI además realiza los esquemas CAD para la manufactura de los intercambiadores. En la Figura 3.15 se presenta la configuración de los tubos con lo cual se puede definir la opción más viable de conexión. En este diagrama se presenta con distintos colores las tuberías correspondiente al número de pasada, así el blanco es la primera pasada, el azul claro la segunda, el verde la tercera, el amarillo la cuarta, el celeste la quinta y así hasta llegar a la décima pasada.

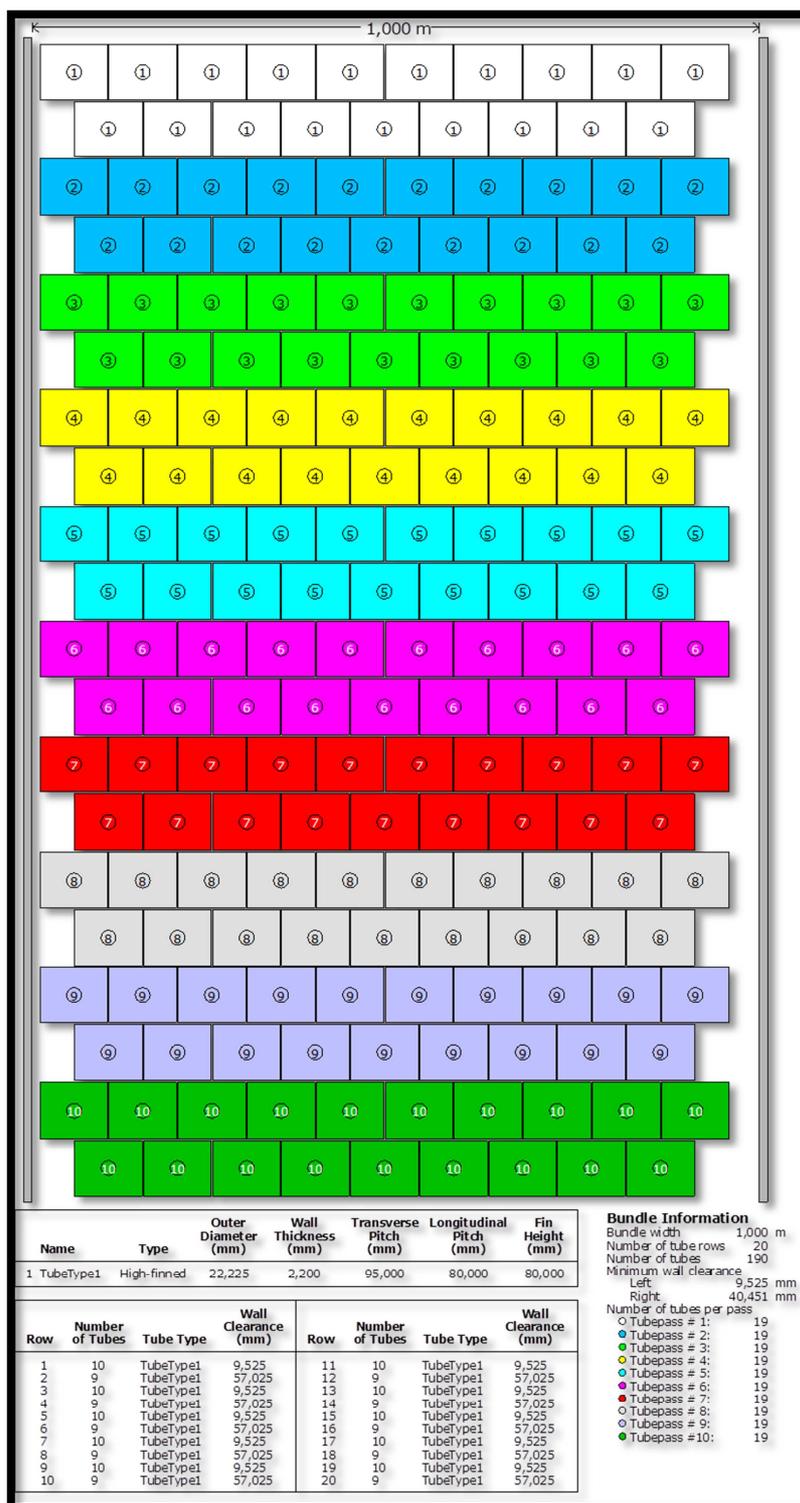


Figura 3.15 Configuración geométrica de la tubería del evaporador (fuente HTRI)

En la Figura 3.16 se esquematiza en 2 dimensiones el evaporador con sus respectivas medidas que permiten tener una idea física del tamaño del

intercambiador. Además se dan detalles del peso estructural, dato importante para la correcta sujeción mecánica de los evaporadores en el lugar de trabajo.

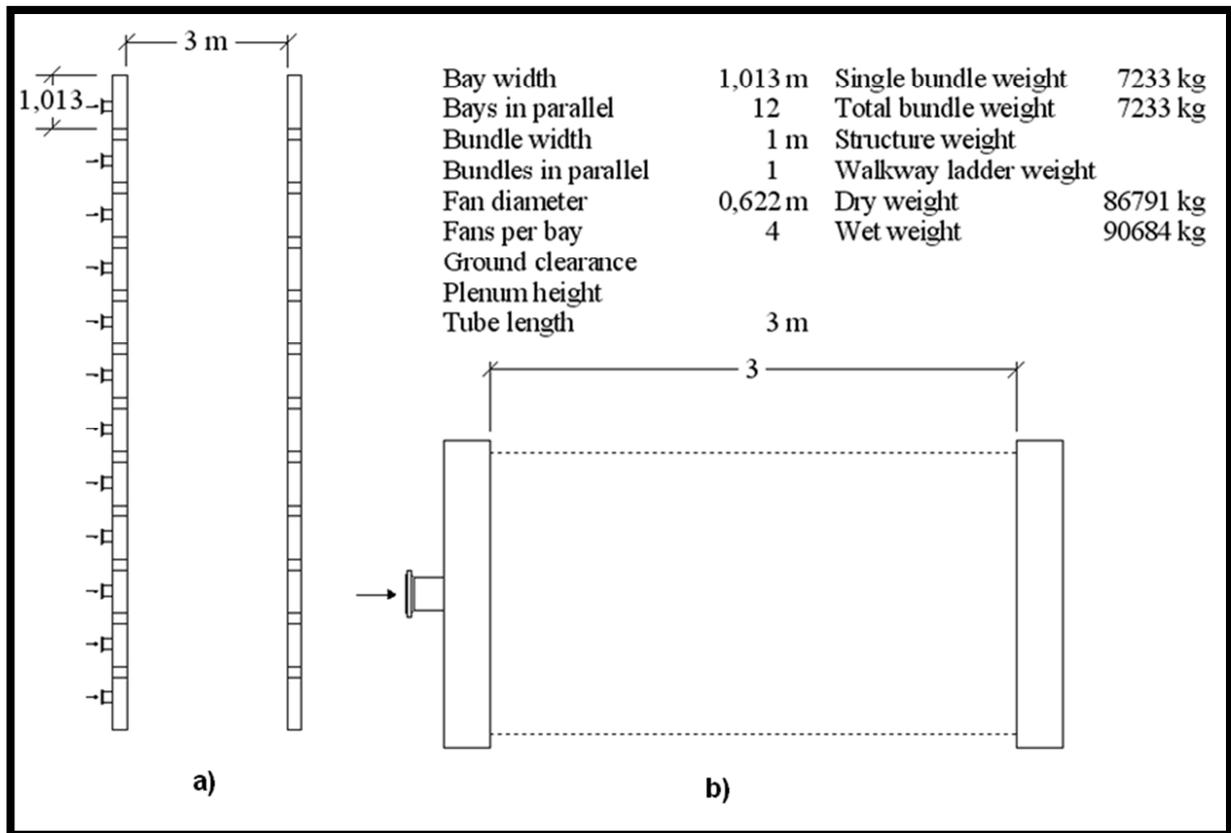


Figura 3.16 Esquema de los evaporadores, a) vista superior, b) vista lateral y detalles de construcción (fuente HTRI)

Por último en la Figura 3.17 se presenta un esquema 3D del evaporador que afianza la idea física del evaporador.

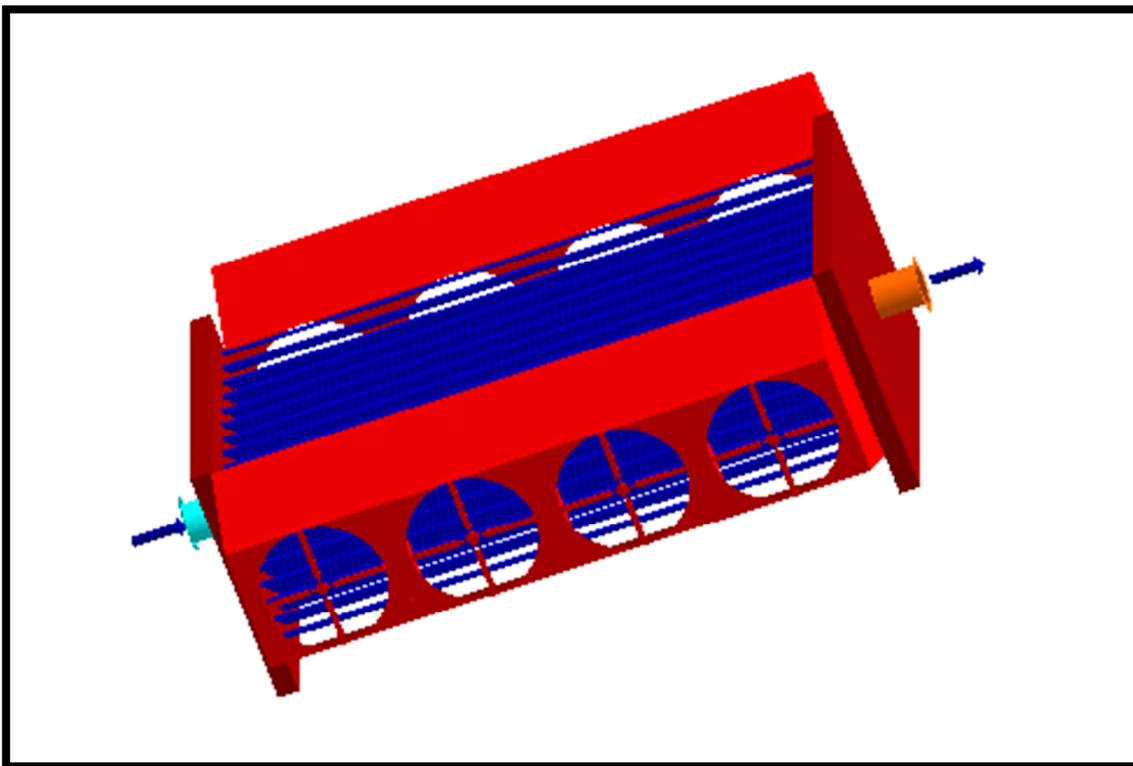


Figura 3.17 Evaporador 3D (fuente HTRI)

3.4.3 Condensador

El condensador es el intercambiador de calor que permite expulsar la energía (retirada por el evaporador en el cuarto de refrigeración) hacia el medio ambiente. El refrigerante que incrementó su entalpía durante la evaporación y compresión expulsa toda la energía necesaria hacia el medio ambiente de tal manera que pueda cumplir un ciclo, es decir regresar al estado inicial en donde tenía una entalpía menor.

Existen varios tipos de condensadores según el fluido externo donde se absorbe el calor:

- Condensadores enfriados por aire

Como su nombre lo indica en este tipo de intercambiadores aire es el fluido externo donde se expulsa el calor necesario para que se dé la condensación del refrigerante. Este tipo de intercambiadores pueden ser de convección natural o forzada. En los condensadores de convección natural ya que el flujo

de aire inducido es muy bajo se necesita grandes áreas de transferencia por lo que son utilizados para capacidades pequeñas de refrigeración. Por otro lado en los condensadores de convección forzada el flujo de aire es incrementado con ayuda de un ventilador. Se utilizan frecuentemente en aire acondicionado, enfriadores de agua. Para un diseño económico la velocidad del aire varía entre los 2 m/s y 3,5m/s. El espacio entre aletas en los condensadores varía desde 3 a 7 aletas por cm.

- Condensadores enfriados por agua

En este caso el fluido externo para enfriar el condensador es agua. Varias opciones para este tipo de intercambiadores son posibles. Las más comunes son: intercambiador de tubería doble, intercambiador de serpentín y coraza y el más común intercambiador de tubo y coraza. Este último es usado desde sistemas con unas pocas toneladas de refrigeración hasta miles de toneladas de capacidad. En los condensadores de tubo y coraza el refrigerante fluye por la coraza mientras el agua fluye a través de los tubos. Condensadores de tubo y coraza horizontales son los más comunes, sin embargo se utilizan condensadores de tubo y coraza verticales para aplicaciones de grande capacidades con amoníaco de tal manera que sea posible limpiar los tubos desde la parte superior mientras la planta sigue operando.

- Condensadores evaporativos

En un condensador evaporativo agua y aire son utilizados para extraer el calor del refrigerante. Este combina las características de una torre enfriadora y un condensador enfriado por agua. El agua es aspergeada en la parte superior del banco de tubos que llevan refrigerante mientras que el aire es inducido a la parte superior. Los tubos están en contacto con una fina capa de agua donde el

enfriamiento evaporativo toma lugar. El agua aspergeada en contra corriente del aire actúa como una torre de enfriamiento. El aire incrementa la tasa de evaporación de agua. El coeficiente total de transferencia de este proceso es muy grande ya que la condensación en los tubos y la evaporación fuera de ellos son fenómenos que facilitan la transferencia de calor. El flujo de aire debe ser entre 350 a 500 m³/h por tonelada de refrigeración (1 ton ref. = 3,52kW).

Tomando en cuenta todas las alternativas se escogió el condensador de tubo y coraza vertical enfriado por agua ya que:

- reduce el tamaño del intercambiador con respecto a uno enfriado por aire,
- la instalación de agua para el enfriamiento del mismo es también necesaria para el absorbedor,
- permite el mantenimiento para evitar el ensuciamiento excesivo,
- puede ser instalado dentro de un lugar cerrado, por lo que se disminuya caídas de presión por la presencia de tubería de conexión,
- el costo es entre 2 y 3 veces menor que condensadores enfriados por aire

Escogido el tipo de condensador, es necesario analizar cuidadosamente las condiciones de diseño de igual manera como se hizo con el evaporador, tomando en cuenta de los factores como transferencias de calor, caída de presión y precio.

Por su abundante uso los intercambiadores de tubo y coraza han sido estandarizados. TEMA o la Asociación de Manufactureros de Intercambiadores de Tubo por sus siglas en inglés, a definido los tipos, maquinados y tolerancias utilizados para ensamblar este tipo de intercambiadores. HTRI basa sus diseños en las normas de construcción de TEMA, lo que facilita el diseño con el software.

Después de evaluar 1238 combinaciones variando parámetros como: el diámetro de la coraza, el espaciamiento y configuración de los deflectores(o placas

desviadoras), el número de pasadas de tubo, el largo de los tubos, el espaciamiento entre tubos, el diámetro de los tubos, el tipo de coraza y se obtuvo el diseño final que trata de optimizar los parámetros antes mencionados.

Las características más importantes del diseño final se pueden apreciar en la Tabla 3.4, en el anexo 4 se puede encontrar la información completa.

Tabla 3.4 Características del diseño del condensador de tubo y coraza

| Características geométricas del condensador | | Detalle |
|--|--|----------------------------|
| Tipo de intercambiador según TEMA | | AEN |
| Diámetro de la coraza | | 1,2m |
| Orientación | | vertical |
| Tipo de deflectores | | Segmento simple |
| Número de deflectores | | 4 |
| Tipo de tubo | | Estándar cédula 80 |
| Largo de los tubos | | 2,5m |
| Número de tubos | | 1036 |
| Área de transferencia total | | 209m ² |
| Material coraza y tubos | | Acero al carbón ASTM A 334 |
| Condiciones del proceso | | Detalle fluido |
| | | Caliente |
| | | Frío |
| Nombre | | Amoníaco |
| Fase | | Agua |
| Caudal total | | 2 fases |
| Fracción de vapor a la entrada | | 0,83 kg/s |
| Fracción de vapor a la salida | | 20 kg/s |
| Temperatura de entrada | | 1 |
| Temperatura de salida | | 0 |
| Caída de presión | | 36°C |
| Coeficiente total de transferencia | | 15 °C |
| Potencia absorbida | | 30 °C |
| | | 1,4 kPa |
| | | 1,78 kPa |
| | | 580,4 W/m ² K |
| | | 970 kW |

El tipo de intercambiador AEN, que se menciona en la Tabla 3.4, es una designación creada por TEMA, en la cual cada letra se refiere al tipo de cabezal frontal, coraza y cabezal posterior. Así AEN posee:

- el cabezal principal tipo A, en el cual se puede remover todo el cabezal o tan solo la cobertura superior como se muestra en la Figura 3.18.

Además no existen juntas o empaques que pongan en contacto el

fluido de la coraza con el cabezal. Los principales motivos son tener acceso al mantenimiento interno de los tubos y hermeticidad para el fluido dentro de la coraza.

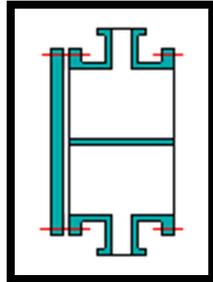


Figura 3.18 Designación TEMA A (fuente http://www.engineeringpage.com/heat_exchangers/tema.html)

- la coraza tipo E, la cual es el diseño más simple y determina que el fluido en la coraza pasa una sola vez se muestra en la Figura 3.19.

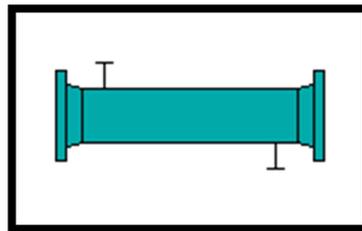


Figura 3.19 Designación TEMA E (fuente http://www.engineeringpage.com/heat_exchangers/tema.html)

- el cabezal posterior tipo N, que permite fijar la matriz de los tubos mediante suelda garantizando un sello perfecto para el líquido que circula dentro de la coraza como se muestra en la Figura 3.20

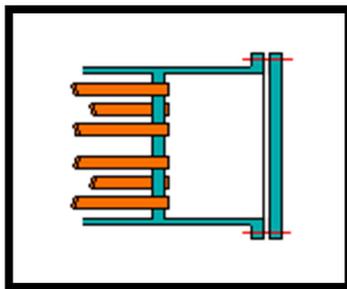


Figura 3.20 Designación TEMA N (fuente http://www.engineeringpage.com/heat_exchangers/tema.html)

Este intercambiador es uno de los diseños más simples de TEMA. Su construcción no requiere juntas o empaques en el lado de la coraza pues esta está soldada a la matriz de tubos y los cabezales están bridados a la coraza. Este es uno de los diseños de menor costo por metro cuadrado de transferencia de calor y además permite múltiples pasadas en el lado de los tubos. Sin embargo posee limitaciones: el lado de la coraza puede ser limpiado solamente con métodos químicos y el diseño no tiene tolerancia en caso de expansión térmica. Esta última se puede solucionar de ser necesario con una junta de expansión, sin embargo por las temperaturas de trabajo del intercambiador esto no es necesario.

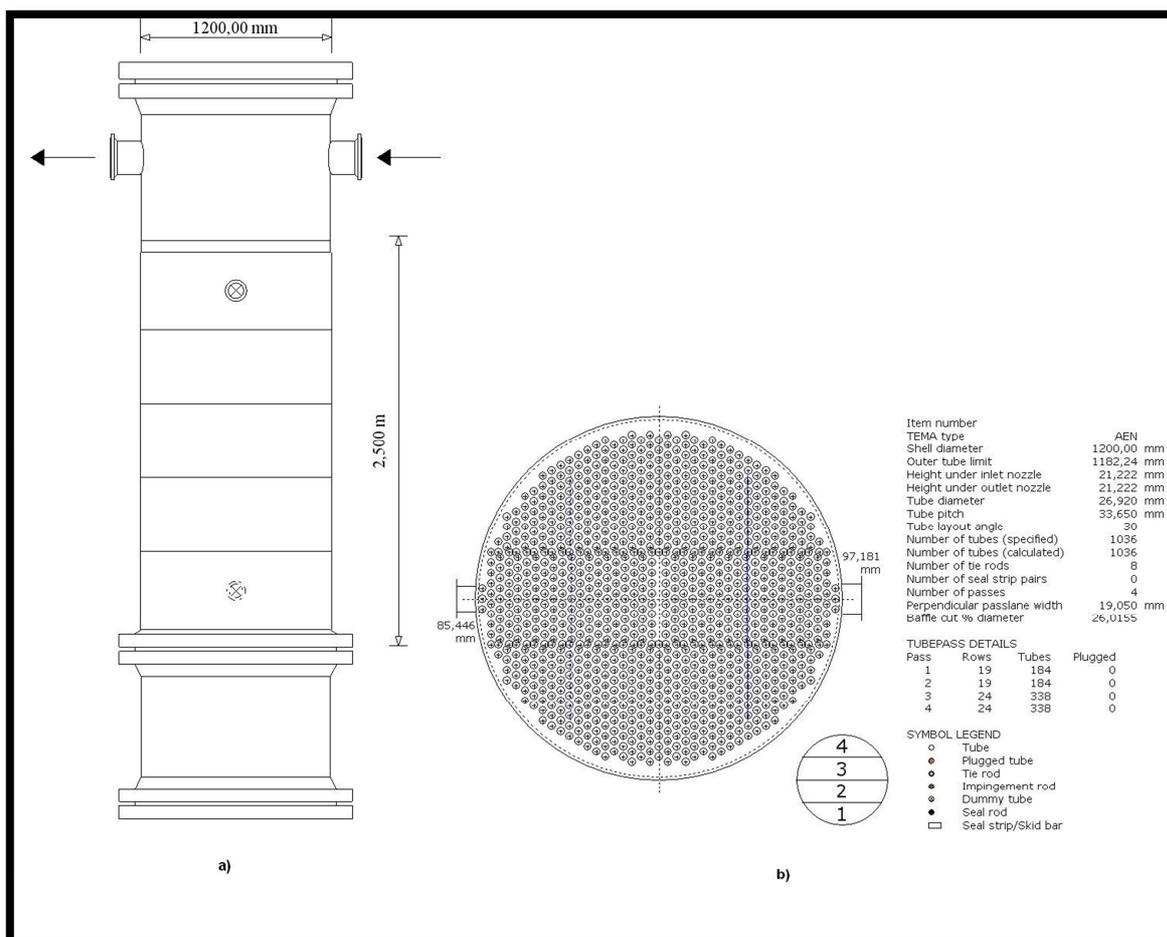


Figura 3.21 CAD intercambiador tubo y coraza. a) vista frontal, b) corte interno y detalle de la distribución de las pasadas (fuente HTRI)

El esquema CAD 2D provisto por el software de HTRI para este tipo de intercambiadores se presenta en la Figura 3.21. En el literal a) se presenta una vista frontal del intercambiador, se puede observar la coraza y la configuración de entrada y salida tanto de la tubería de amoníaco como de la tubería de agua, a partir de esta imagen se puede tener una idea general del tamaño del condensador completo. En el literal b) se presenta un corte del intercambiador, se detallan las pasadas y las características internas de la tubería.

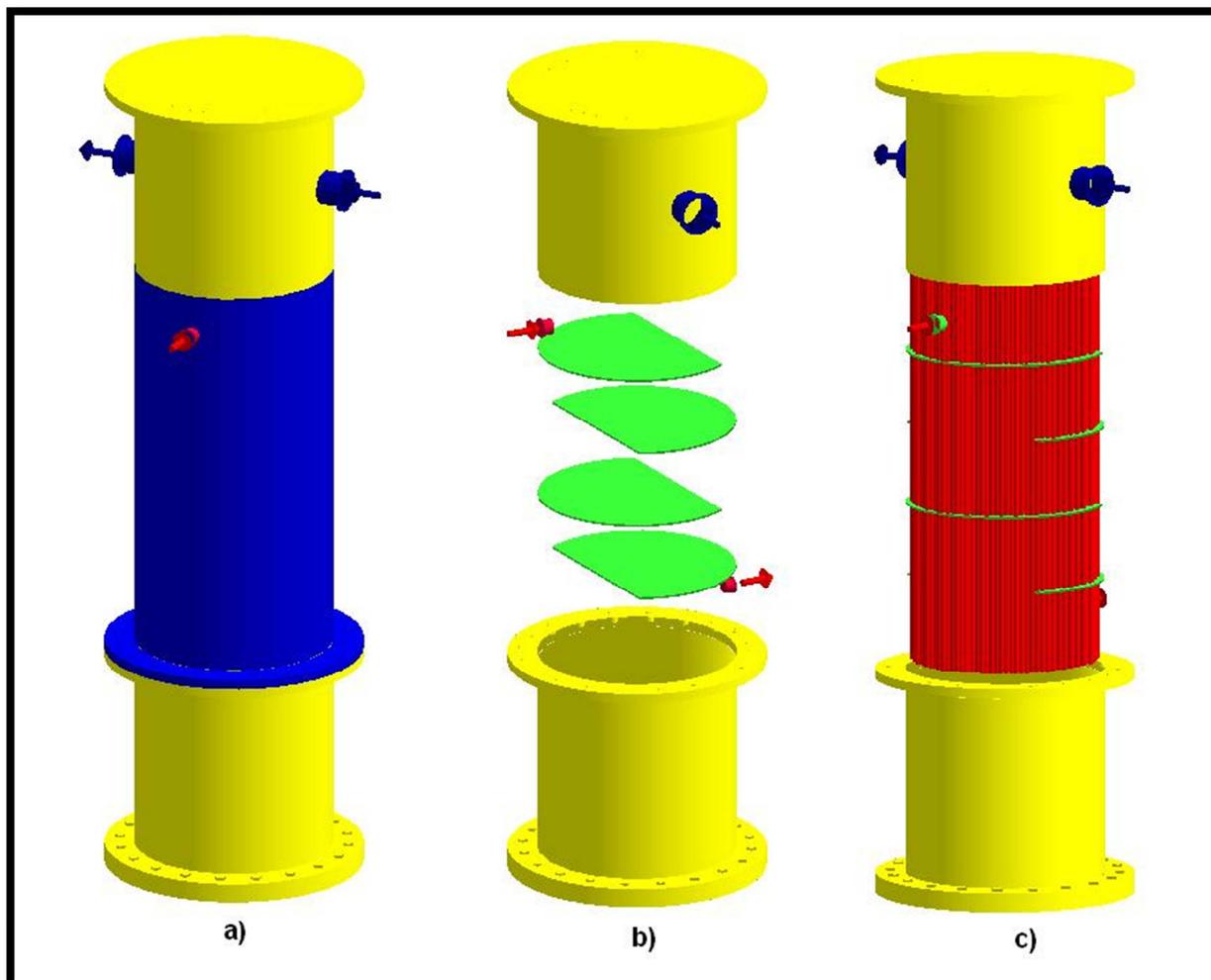


Figura 3.22 CAD 3D condensador, a) intercambiador armado, b) detalle interno deflectores sin coraza ni tubos, c) estructura interna sin coraza (fuente HTRI)

Por último en la Figura 3.22 se presenta un esquema 3D del intercambiador de tubo y coraza que afianza la idea física del condensador.

3.4.4 Intercambiador de calor Solución

El intercambiador de calor de solución permite aprovechar el calor remanente de la solución pobre en amoníaco y de esta manera precalentar la solución que entra en el absorbedor. Existen muchas alternativas para lograr este intercambio de calor, sin embargo un intercambiador de placas es una de las opciones más rentables y eficientes disponibles. Este tipo de intercambiadores dispone de una gran área de

transferencia en un espacio reducido por lo que además es liviano. Pueden ser diseñados en configuración de una o múltiples pasadas. Entre los intercambiadores de placa existen 3 opciones a considerar:

- intercambiador de placa en bastidor, cuyas placas se pueden cambiar y logran la estanqueidad a partir de sellos de diferentes materiales según la aplicación los cuales son apretados por espárragos entre dos platos de retención. Generalmente las placas son corrugadas lo que mejora el intercambio térmico entre fluidos. El espacio entre placas estrecho y el patrón impreso en la placa para cambiar la dirección de flujo se combinan para crear gran turbulencia, lo que se traduce en coeficientes de transferencia muy altos, pero al mismo tiempo caídas de presión significantes, un buen diseño equilibra estas dos variables. La Figura 3.23 muestra un intercambiador de placas en bastidor y un esquema de su flujo. Se puede apreciar que cada placa posee 4 agujeros de los cuales se utilizan 2 en cada pasada. Las principales ventajas de este tipo de intercambiadores es la posibilidad de limpieza mecánica de las placas y su flexibilidad. Cuando el ensuciamiento es un factor muy agresivo en el intercambiador, desmontando las placas se puede acceder fácilmente al mantenimiento de las mismas. Es flexible ya que en caso de falla de alguno de los sellos o de si se requiere mayor área de transferencia solamente se reemplazan o se aumentan el número de platos según sea el caso.

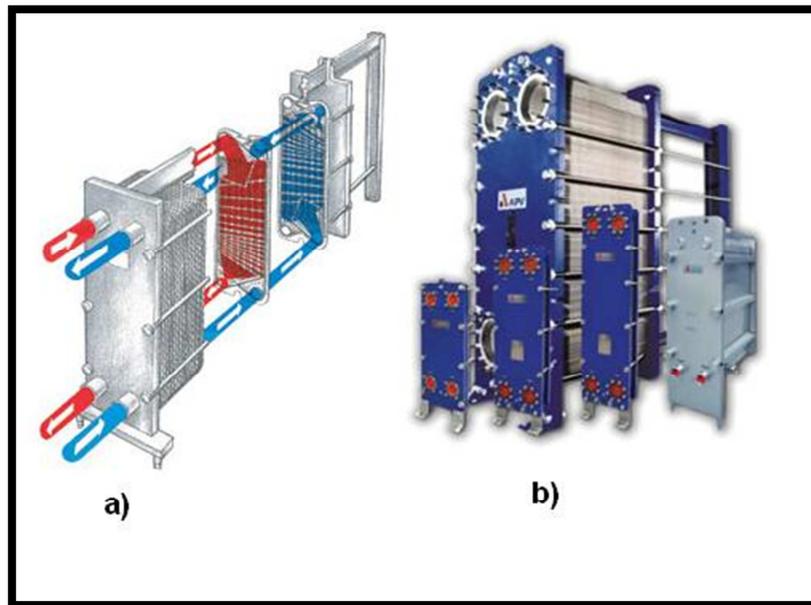


Figura 3.23 a) Esquema de flujo, b) Intercambiador de placas en bastidor (fuente <http://www.wermac.org/equipment/plateheatexchanger.html>)

- Intercambiador de placas semi-soldado, en el cual las placas de uno de los flujos no poseen sellos de estanqueidad pues es soldada. Esto brinda seguridad y flexibilidad si uno de los canales transporta algún fluido tóxico o inflamable, y además permite acceder al mantenimiento para evitar el ensuciamiento del otro canal.
- Intercambiador de placas soldado, el cual tiene el mismo principio de los anteriores con una ventaja económica, sin embargo solamente se pueden limpiar los canales químicamente. Se ocupan generalmente cuando el ensuciamiento esperado es bajo. La Figura 3.24 muestra un intercambiador de placas soldadas.



Figura 3.24 Intercambiadores de placas soldados (fuente http://www.bd-heatech.com/Gasket_features.htm)

Ya que el intercambiador de calor de solución maneja amoníaco en ambos lados del circuito, es recomendable utilizar un intercambiador de placas soldadas ya que escogiendo el material correcto y una velocidad apropiada dentro de los canales el ensuciamiento puede ser controlado. A continuación se presenta el diseño del mismo, cabe recalcar que al ser un intercambiador de calor las mismas condiciones de optimización tomadas en cuenta para el diseño del evaporador y el condensador serán utilizadas.

Después de evaluar 36 opciones variando el número de pasadas, la configuración de flujo de la primera pasada del fluido caliente y diferentes tipos de placas con puertos y ángulos de chevron diferentes se determinó el diseño final, cuyas principales características se encuentran en la Tabla 3.5 para mayores detalles consultar el anexo 5.

Se recomienda un modelo redúndate para este componente ya que por su bajo precio relativo dentro del sistema, esto permitirá realizar el mantenimiento de los intercambiadores de ser necesario.

Tabla 3.5 Diseño final intercambiador de solución de placas soldadas

| Características geométricas del intercambiador de placas soldadas de solución | | Detalle | |
|--|-------------------------|------------------|--|
| Número de pasadas | | 1 | |
| Número de platos | | 17 | |
| Configuración de flujo | | Contracorriente | |
| Número de canales | | 8 | |
| Distancia horizontal entre puertos | | 233,9mm | |
| Distancia vertical entre puertos | | 719,1mm | |
| Espaciamiento entre canales | | 2,1mm | |
| Diámetro de los puertos | | 100mm | |
| Marca y tipo de plato | | Alfa Laval A10-B | |
| Ángulo de chevron | | 60° | |
| Condiciones del proceso | Detalle fluido | | |
| | Caliente | Frío | |
| Nombre | Sol. pobre NH3 | Sol. rica NH3 | |
| Fase | Líquido | Líquido | |
| Caudal total | 1,57 kg/s | 2,4 kg/s | |
| Fracción de vapor a la entrada | 0 | 0 | |
| Fracción de vapor a la salida | 0 | 0,04 | |
| Temperatura de entrada | 186 °C | 30 °C | |
| Temperatura de salida | 46 °C | 89 °C | |
| Caída de presión | 22 kPa | 48 kPa | |
| Coeficiente total de transferencia | 5678 W/m ² K | | |
| Potencia absorbida | 853 kW | | |
| Área de intercambio | 3,6m ² | | |

Se puede observar que las condiciones de diseño para la salida de la solución rica en amoníaco no coinciden con el diseño termodinámico. Esto se debe a que HTRI utiliza un modelo teórico avanzado de Peng Robinson (ecuación de estado) para determinar las propiedades termodinámicas de las soluciones, mientras que ESS utiliza propiedades determinadas en laboratorio. Sin embargo las propiedades termofísicas obtenidas para determinar el proceso de transferencia de calor pertenecen a un fluido que apenas empieza a cambiar de estado, por lo que la temperatura no cambia de manera abrupta dichas propiedades y se considera razonable utilizar este modelo. De esta manera a pesar de no conseguir las temperaturas de diseño exactamente, la potencia térmica transferida es la correcta.

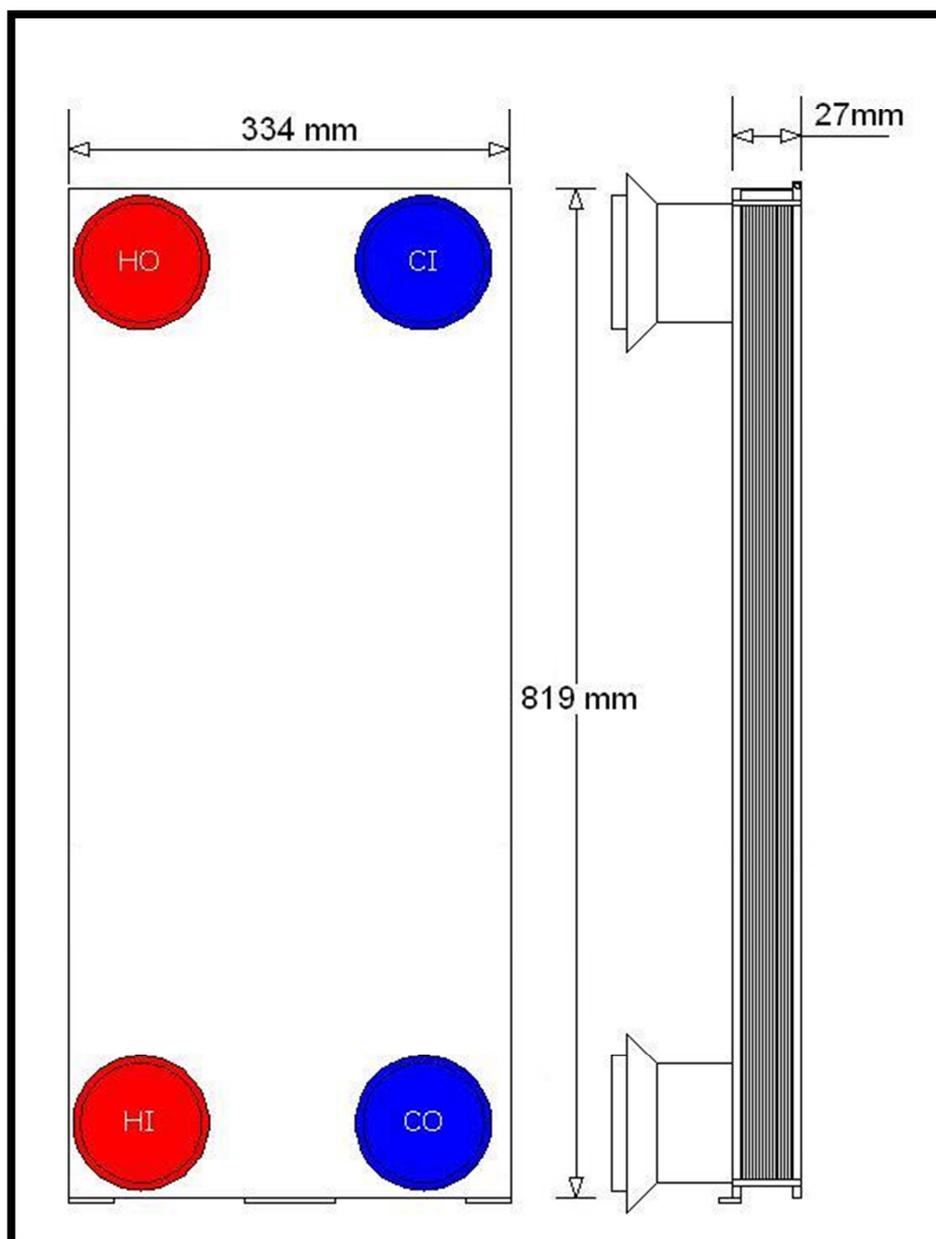


Figura 3.25 Dimensiones del intercambiador de solución de placas soldadas

En la Figura 3.25 se presenta un diagrama CAD con las principales características del intercambiador que permite tener una idea del tamaño del mismo.

3.4.5 Intercambiador de calor para subenfriamiento

El intercambiador de calor para subenfriamiento permite maximizar la capacidad de refrigeración del sistema, de esta manera junto con el sistema de evaporadores

inundados se aprovecha toda la capacidad de las propiedades termodinámica del amoníaco como se ilustra en la Figura 2.11.

Las condiciones de diseño son las mismas que en el intercambiador de solución. Se probaron 84 diferentes combinaciones y el intercambiador utilizado tiene las siguientes características mostradas en la Tabla 3.6

Tabla 3.6 Diseño final intercambiador subenfriador de placas soldadas

| Características geométricas del intercambiador de placas soldadas de subenfriamiento | | Detalle | |
|---|--|--------------------------|-------------|
| Número de pasadas | | 1 | |
| Número de platos | | 27 | |
| Configuración de flujo | | Contracorriente | |
| Número de canales | | 13 | |
| Distancia horizontal entre puertos | | 230 mm | |
| Distancia vertical entre puertos | | 945 mm | |
| Espaciamiento entre canales | | 5 mm | |
| Diámetro de los puertos | | 120 mm | |
| Marca y tipo de plato | | Alfa Laval P32 | |
| Ángulo de chevron | | 45° | |
| Condiciones del proceso | | Detalle fluido | |
| | | Caliente | Frío |
| Nombre | | Amoníaco | Amoníaco |
| Fase | | Líquido | Gas |
| Caudal total | | 0,83 kg/s | 083 kg/s |
| Fracción de vapor a la entrada | | 0 | 1 |
| Fracción de vapor a la salida | | 0 | 1 |
| Temperatura de entrada | | 30 °C | -25 °C |
| Temperatura de salida | | 8 °C | 20 °C |
| Caída de presión | | 0,12 kPa | 41,2 kPa |
| Coeficiente total de transferencia | | 575,9 W/m ² K | |
| Potencia absorbida | | 86 kW | |
| Área de intercambio | | 8 m ² | |

Se puede observar que las condiciones de diseño para las dos salidas tanto del líquido como el gas no coinciden con el diseño termodinámico. Al igual que en el otro caso esto se debe a que HTRI utiliza un modelo teórico avanzado de Peng Robinson (ecuación de estado) para determinar las propiedades termodinámicas de las soluciones, mientras que ESS utiliza propiedades determinadas en laboratorio.

En este caso el error es menor ya que el compuesto a modelar es amoníaco puro. Las propiedades termofísicas obtenidas para determinar el proceso de transferencia de calor pertenecen a un fluido en un mismo estado, por lo que la temperatura no cambia de manera abrupta dichas propiedades y se considera razonable utilizar este modelo. De esta manera a pesar de no conseguir las temperaturas de diseño exactamente, la potencia térmica transferida es la correcta.

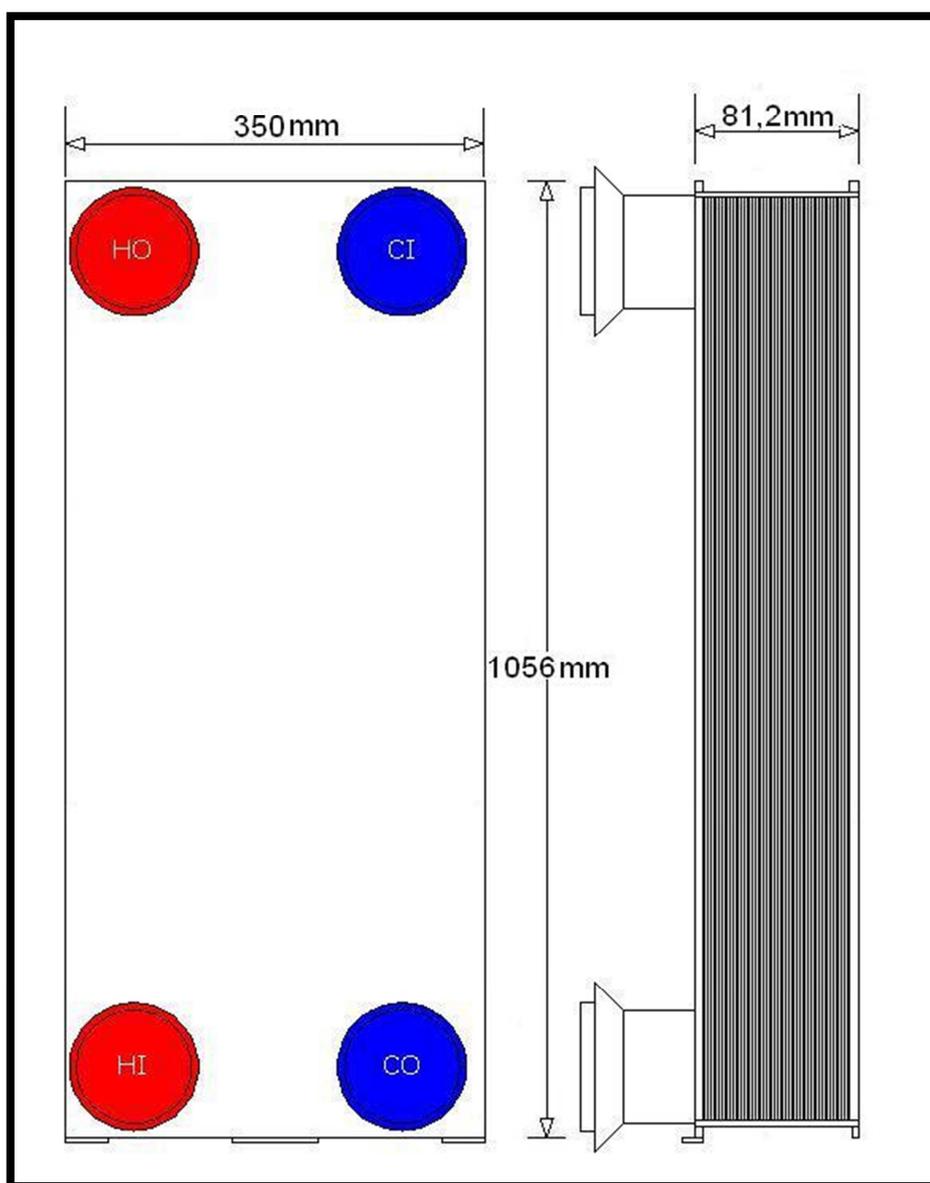


Figura 3. 26 Dimensiones del intercambiador subenfriador de placas soldadas

En la figura 3.26 se presenta un diagrama CAD con las principales características del intercambiador que permite tener una idea del tamaño del mismo.

3.4.6 Generador y Sistema de Rectificación de Refrigerante

El objetivo del generador es separar el amoníaco del agua, de tal manera de utilizar el amoníaco en el sistema de refrigeración. El principio del funcionamiento del generador es aportar calor de tal manera que el compuesto más volátil, en este caso el amoníaco, se evapore. Debido a que una cantidad de agua importante también se evapora, es necesario introducir un proceso de destilación para purificar el amoníaco. De esta manera transferencia de calor y transferencia de masa son fenómenos a ser considerados para el diseño. La literatura existente sobre estos sistemas afirma que el proceso dominante en este componente es la transferencia de masa, por esta razón el diseño de este componente está fuera del alcance de esta tesis. El sistema para lograr la separación consta de cuatro partes principales: el rehedidor, la parte inferior de la columna o rectificador, la parte superior de la columna y el deflagmador, desde abajo hacia arriba.

El diseño de la columna de destilación puede ser de rellenos o platos. Generalmente una columna de platos es utilizada para este tipo de sistemas. En cualquiera de los dos casos se determina la altura de la columna. Para la columna de rellenos influirá en la cantidad de relleno presente en la columna y en la columna de platos se determina el número de platos necesarios para lograr la pureza requerida del amoníaco. Para mezclas binarias se ha determinado métodos tomando en cuenta el balance de materia y energía, asumiendo estado estable y que los componentes no reaccionan. Las aproximaciones teóricas más conocidas y utilizadas son:

- El método de McCabe-Thiele, es un método gráfico para el cual se necesita el diagrama isobárico de equilibrio líquido-vapor de la mezcla binaria amoníaco-agua, o diagrama X-Y. En este diagrama X representa la fracción molar del componente más volátil (amoníaco) en fase líquida y Y es la fracción molar del componente más volátil en fase de vapor. De esta manera es posible conocer la composición de la fase de vapor en equilibrio con cada composición de la fase líquida. Después con ayuda de las concentraciones de la entrada y salidas se determinan las rectas de operación de enriquecimiento y agotamiento. Por último se trazan a manera de escalón, horizontales y verticales que permitan ir desde la concentración más alta a la más baja, teniendo como límites la curva de equilibrio y las rectas de operación. El número de horizontales, es el número de platos teóricos necesarios para la destilación. El número de platos real es superior al número de platos teóricos. Los platos tienen diferentes eficiencias que dependen de variables como las propiedades del fluido y el tipo de flujo. El método gráfico de McCabe se ilustra en la Figura 3. 27.

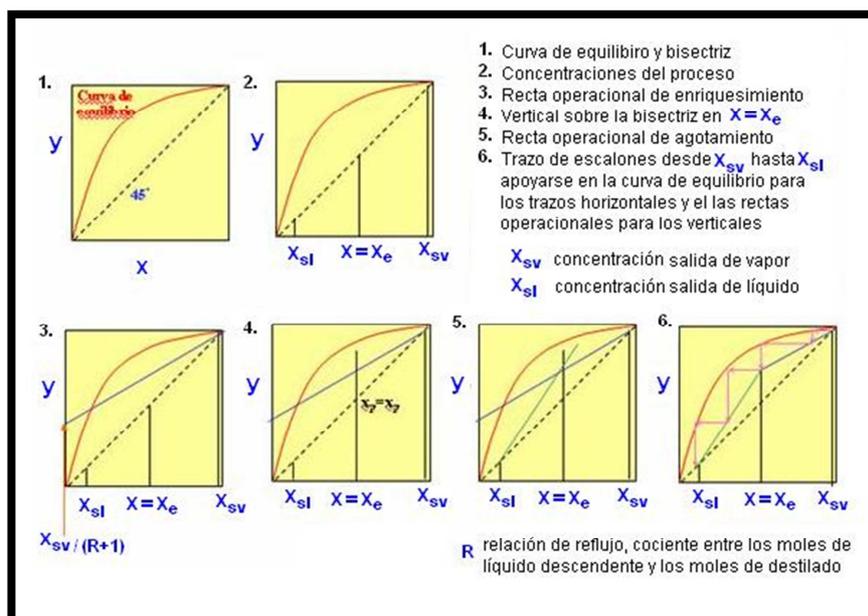


Figura 3. 27 Método gráfico de McCabe-Thiele para el cálculo del número de platos teóricos de una columna de rectificación. (fuente http://ocwus.us.es/arquitectura-e-ingenieria/operaciones-basicas/contenidos1/tema13/pagina_07.htm)

- El método de Sorel es lo mismo que el método de McCabe-Thiele pero de forma analítica.

Para el presente caso sería necesario obtener la curva de equilibrio para la mezcla amoníaco-agua a 1167 kPa, las condiciones de concentración de la entrada y las salidas ya se han determinado con ayuda del modelo termodinámico. El diámetro de la columna está relacionado al tipo de plato y su eficiencia.

Una vez diseñada la columna de destilación, se procede a elegir el sistema que aportará calor para el proceso es decir el rehedidor. Existen diferentes tipos y configuraciones de rehedidores. El intercambiador o rehedidor es el encargado de transferir el calor necesario para el proceso de desprendimiento de amoníaco de la solución. Para poder escoger entre los intercambiadores es necesario mirar las condiciones de uso y acudir a los estándares TEMA como se hizo para el condensador. El estilo más común de configuración para este caso es el llamado rehedidor tipo Kettle.

3.4.7 Absorbedor

El absorbedor es un intercambiador de calor y masa el cual permite enriquecer con amoníaco la solución débil proveniente del generador. El proceso de absorción es un proceso dominado por el proceso de transferencia de masa, al igual que el proceso del generador pues es el proceso inverso de la destilación. Las opciones de equipos para realizar absorción es igualmente una columna ya sea esta de platos o de relleno. Generalmente se ocupa una configuración de relleno para este tipo de sistema. Por las mismas razones que el generador el diseño de este equipo está fuera del alcance de esta tesis.

Al igual que la cantidad de platos en la columna de destilación, la cantidad de relleno debe ser determinada, sin dejar de lado que el proceso de absorción de amoníaco es de carácter exotérmico por lo que un intercambiador de calor debe ser combinado dentro de la columna de relleno. Generalmente este intercambiador es alimentado con agua para absorber el calor de absorción y se llama a esta configuración condensador interno de absorción.

4. ANÁLISIS DE RENTABILIDAD

Para el análisis de rentabilidad se utilizará la metodología del valor anual o VA. El escenario propuesto son dos alternativas mutuamente excluyentes. La primera alternativa será una planta de refrigeración por absorción de 1000kW con temperatura de evaporación de -40°C, y la segunda alternativa será una tradicional planta de refrigeración por compresión mecánica. La tasa de interés utilizada ha sido determinada a partir del valor de 4,27% registrado como tasa referencial pasiva en el Banco Central del Ecuador para diciembre del 2010.

Los cálculos están basados en información provista por Mattes Engineering Bnbh, compañía alemana que ofrece equipos de refrigeración por absorción en todo el mundo con décadas de experiencia. La información provista ha sido modificada para estar acorde a la realidad ecuatoriana.

A continuación se presentan una serie de cálculos necesarios para el análisis económico. En la Tabla 4.1 se presenta una estimación de todas las demandas energéticas necesarias para una planta VARS y para una planta de refrigeración por compresión mecánica.

Tabla 4.1 Tabla comparativa de recursos energéticos entre una planta VARS y una planta de refrigeración por compresión mecánica.

| | Refrigeración por absorción | Refrigeración por compresión | unidades |
|--|--------------------------------|---------------------------------|--------------------------|
| Capacidad de refrigeración | 1000 | 1000 | kW ref. |
| Temperatura de evaporación | -40 | -40 | °C |
| Horas de operación | 8000 | 8000 | h/año |
| Demanda de Calor | 2360 | 0 | kW term. |
| Flujo de agua caliente | 69 | - | m ³ /h |
| Rango de temperatura | 182/150 | - | °C |
| Demanda total energía térmica alta temperatura en 1 año | 18880000 | - | kWh |
| Expulsión de calor | | | |
| Condensador evaporativo | 1410 | 1552 | kW term. |
| Temperatura de agua fría | 31 | 31 | °C |
| Flujo de agua fría | 4,5 | 5,1 | m ³ /h |
| Torre de enfriamiento | 1950 | 160 | kW term. |
| Rango de temperatura de agua fría | 26/36 | 26/36 | °C |
| Flujo de agua fría | 6,2 | 0,5 | m ³ /h |
| Total | 3360 | 1712 | kW term. |
| Demanda total energía térmica baja temperatura en 1 año | 85600 | 44800 | m³/año |
| Demanda eléctrica | | | |
| Bomba o compresor | 18 | 461 | kW elect. |
| Condensador evaporativo | 26 | 28 | kW elect. |
| Torre de enfriamiento | 29 | 0 | kW elect. |
| Total | 73 | 489 | kW elect. |
| Demanda total energía eléctrica en 1 año | 584000 | 3912000 | kWh |
| Total energía utilizada | 46344000 | 17608000 | kWh |

Se puede apreciar que el requerimiento energético de la planta VARS es dos veces y medio mayor que la planta de refrigeración por compresión mecánica. Esto se debe básicamente a la eficiencia de conversión de energía. La energía eléctrica se convierte en otro tipo de energía de manera más eficiente que la energía térmica. Sin embargo si tomáramos en cuenta la energía necesaria para obtener la energía eléctrica, las cifras no deberían ser tan diferentes.

Los requerimientos energéticos de la planta VARS en orden de importancia se muestran en la Figura 3. 28.

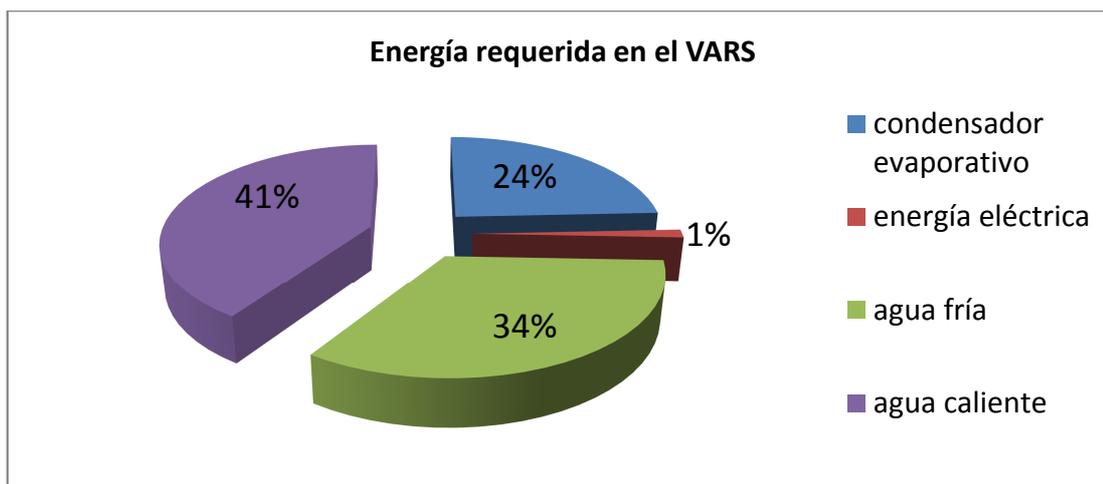


Figura 3. 28 Desglose requerimientos energéticos del VARS

Por otro lado los requerimientos energéticos para una planta de refrigeración por compresión mecánica se pueden apreciar en la Figura 3. 29.

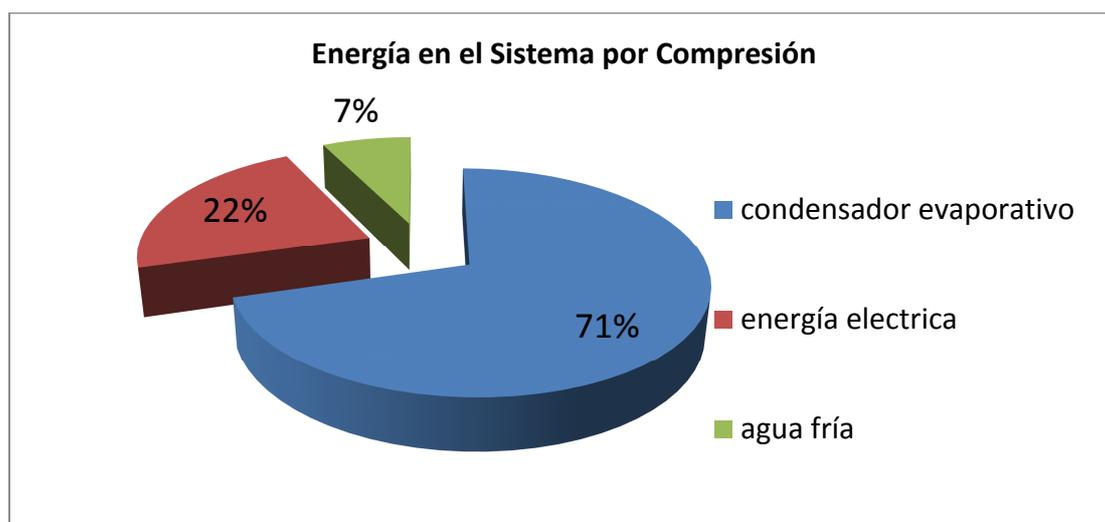


Figura 3. 29 Desglose energético en un sistema tradicional por compresión

Con el panorama expuesto es claro que el VARS ataca el porcentaje de energía eléctrica necesario para generar refrigeración, suplantándolo por energía térmica que en el mejor de los casos es residual de algún otro proceso industrial.

Si contamos con toda la energía necesaria para generar los 1000kW de refrigeración podemos decir que el VARS tiene una eficiencia del 17,3% en la conversión de energía, mientras que el sistema de refrigeración por compresión

mecánica, sin contar con la energía necesaria para producir electricidad, tiene una eficiencia de 45,4%.

Determinadas las demandas anuales de cada uno de los recursos energéticos se procede a obtener las tarifas por cada uno de ellos. La tarifa eléctrica está basada en el pliego de tarifas de la Empresa Eléctrica Quito (EEQ) del diciembre del 2010. Se utiliza la tarifa de media tensión G5. En la Tabla 4.2 se detalla la tarifa eléctrica aplicada a la industria.

Tabla 4.2 Detalle de la tarifa eléctrica G5 de la EEQ

| Tarifa eléctrica (En caso de no disponer de los equipos de medición y registro de la demanda horaria (MTGD)) | |
|--|--|
| \$ 1,414 | por factura, en concepto de Comercialización, independiente del consumo de energía |
| \$ 4,129 | mensuales por cada KW de demanda facturable como mínimo de pago, sin derecho a consumo. |
| \$ 0,058 | por cada KWh de consumo en el mes. |
| 0,07 | del valor de la planilla por consumo en concepto de Alumbrado Público, para los Abonados Bombeo de Agua y Escenarios Deportivos. |
| 0,1 | del valor de la planilla por consumo en concepto de Alumbrado Público, para los abonados Comerciales y Entidades Oficiales. |
| \$3,6 | contribución para el Cuerpo de Bomberos, para consumidores Comerciales con Demanda |
| 0,1 | del valor de la planilla por consumo, por Tasa de Recolección de Basura. |

RESUMEN

| | | |
|---|-----------|-------------|
| por facturación y bomberos, por año | \$ 60,168 | |
| recargo por varios (recolección basura alumbrado, etc.) | 27 | % del total |
| por kW de demanda anual | 49,548 | \$/kW |
| Por kWh de consumo | 0,058 | \$/kWh |

Con la tarifa eléctrica se puede determinar el precio de cada una de las plantas.

En la Tabla 4.3 se presenta el análisis de valor anual para las dos alternativas

Tabla 4.3 Detalle costos Anuales de la planta VARS y de la planta de refrigeración por compresión mecánica

| Costos anuales | | |
|---|------------------------------------|-------------------------------------|
| | Refrigeración por absorción | Refrigeración por compresión |
| Anualidad inversión | | |
| Precio estimado del sistema completo | \$ 1.500.000,0 | \$ 750.000,0 |
| Interés (Banco central) | 4,28% | 4,28% |
| Tiempo de vida | 25 | 10 |
| Anualidad | \$ 98.880,47 | \$ 93.761,60 |
| Costo de energía eléctrica anual | | |
| | kWh X \$ / kWh | |
| Potencia demandada de operación | \$ 33.872,0 | \$ 226.896,0 |
| | kW X \$ /kW | |
| Potencia demandada de carga | \$ 3.617,0 | \$ 24.229,0 |
| Por facturación y bomberos | \$ 60,2 | \$ 60,2 |
| Subtotal | \$ 37.549,2 | \$ 251.185,1 |
| Varios (recolección basura alumbrado, etc.) | \$ 10.138,3 | \$ 67.820,0 |
| Anualidad | \$ 47.687,4 | \$ 319.005,1 |
| Tarifa | | |
| Costo por kW de agua caliente | 0,0025 | \$ / kWh |
| Costo por m ³ de agua fría | 0,5000 | \$/m ³ |
| Costo de otras energías anual | | |
| | kWh X \$ / kWh | |
| Anualidad Agua caliente | \$ 47.200,00 | \$ 0,00 |
| | m ³ X \$/m ³ | |
| Anualidad Agua fría | \$ 42.800,00 | \$ 22.400,00 |
| Costo operación y mantenimiento anual | | |
| Costo de operación en base a un % del costo inicial | | |
| % de la inversión inicial | 0,50% | 6,00% |
| Costo operación y mantenimiento | \$ 7.500,00 | \$ 45.000,00 |
| Sueldos del personal | \$ 10.000,00 | \$ 30.000,00 |
| Costo total anual | \$ 254.067,92 | \$ 510.166,73 |

Las tarifas por agua caliente y agua fría fueron obtenidas de la estimación de Mattes Engineering Bnbh, se consideró razonable utilizar los valores planteados por la empresa de tal manera que el sobrepeso (por encontrarse la empresa en Europa) cubra cualquier subestimación de precios. Para el costo de operación también se

utilizó en los porcentajes sugeridos por la misma empresa, especializada en equipos de ciclo VARS. El porcentaje de los costos anuales de una planta VARS se presentan en la Figura 3. 30.

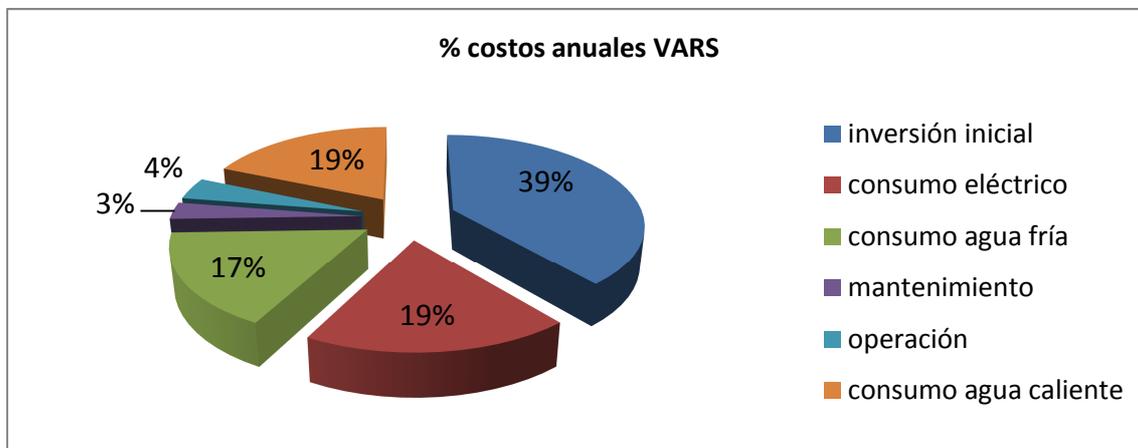


Figura 3. 30 Porcentajes de las anualidades de una planta VARS

Por otro lado el porcentaje de los costos anuales de una planta de refrigeración por compresión mecánica se presentan en la Figura 3. 31.

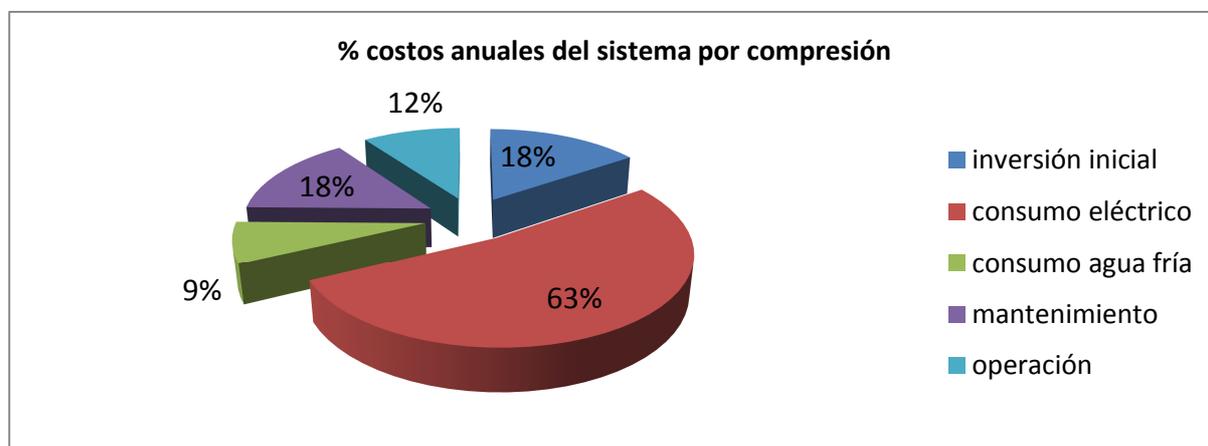


Figura 3. 31 Porcentaje de los costos anuales de una planta de refrigeración por compresión

Con ayuda de estos valores se pueden puntualizar fácilmente las ventajas y desventajas del VARS. Por un lado los rubros de consumo eléctrico, mantenimiento y operación disminuyen, lo que abarata los costos del sistema. Por otro lado la inversión inicial es significativamente alta.

La anualidad final presentada para ambos proyectos en la Tabla 4.3 anuncia como alternativa ganadora a la planta VARS, con un ahorro equivalente a 256 mil dólares anuales.

Por último se presenta en la Figura 3. 32 una estimación de los gastos acumulados anualmente, con lo cual es posible determinar el periodo de recuperación equivalente para esta situación.

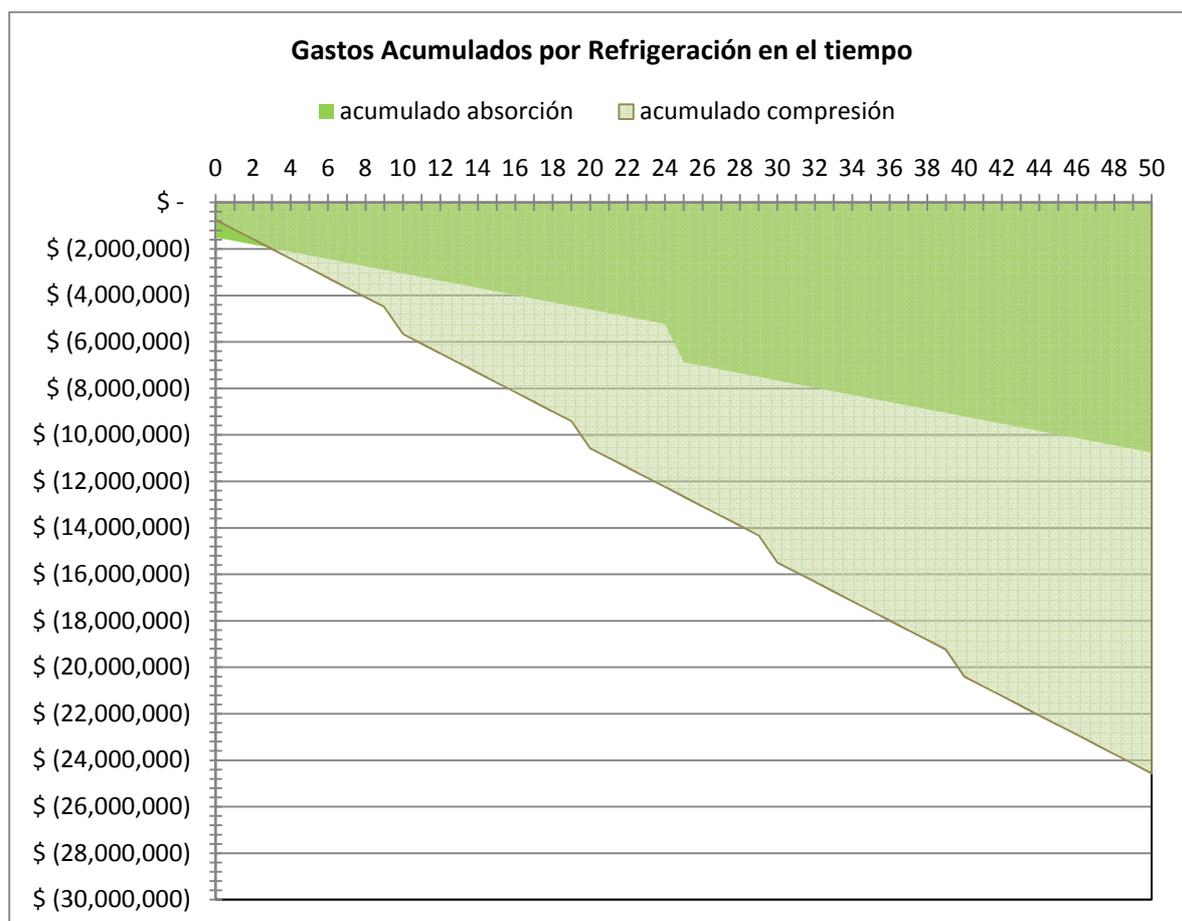


Figura 3. 32 Gastos acumulados por 50 años

En este caso ya que la refrigeración de los productos es un rubro necesario, y no genera retorno de capital, el gráfico acumulativo de los gastos nos permite determinar en qué punto la inversión hecha se hace visible financieramente. Se puede apreciar en la Figura 3. 32 que a partir del tercer año se podrá hacer visible el ahorro de capital en lo que respecta al sistema de refrigeración.

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Diseño termodinámico

- Existen varias posibilidades para modelar termodinámicamente diferentes ciclos, ya que el número de ecuaciones utilizadas en cada modelo puede ser diferente, el diseñador del ciclo es quien considera las ecuaciones más relevantes y su coherencia dentro del sistema de ecuaciones.
- Al manejarse ecuaciones no lineales la convergencia del modelo es algo importante a considerar; es muy importante observar la posibilidad de múltiples soluciones y en el caso que sea necesario hacer restricciones en el modelo y buena estimación inicial de variables.
- El modelo termodinámico utilizado puede ser mejorado si se toma en cuenta ciclos más complejos como el GAX.
- El software utilizado junto con un criterio adecuado son una poderosa herramienta para determinar las opciones termodinámicamente más eficientes de cualquier ciclo energético.

Diseño de Equipos

- El diseño de intercambiadores de calor es un proceso iterativo multidisciplinario complejo ya que involucra conocimiento de mecánica de materiales, mecánica de fluidos, transferencia de calor y termodinámica.
- Las propiedades termodinámicas son parte importante para poder generar un modelo apropiado y dimensionar de manera correcta los componentes.

- Los intercambiadores en el ciclo VARS son más eficientes ya que al no existir presencia de aceites lubricantes, necesarios en los sistemas tradicionales, el ensuciamiento por migración del mismo se elimina.
- El espacio necesario para montar un sistema VARS es mucho mayor que el necesario para instalar un sistema de refrigeración normal.
- La potencia térmica depende de muchas variables y por esta razón es difícil estandarizar las dimensiones de los intercambiadores de calor si no se conocen los fluidos a participar en el intercambio (no es como una bomba o un compresor o un evaporador para ciertos fluidos).
- Para que las condiciones el diseño de intercambiadores coincidan completamente con el diseño termodinámico las propiedades termodinámicas necesarias deben ser las mismas que fueron utilizadas para formular el modelo termodinámico.

Análisis de rentabilidad

- El sistema VARS propuesto es una alternativa de refrigeración atractiva para industrias tienen acceso a calor residual dentro de su proceso.
- El VARS tiene ventajas económicas claras sobre el ciclo tradicional de refrigeración cuando existe fuentes de calor residual o posibilidad de obtener energía calórica barata.
- Las principales ventajas del VARS son: el consumo bajo de energía eléctrica, bajo costo de mantenimiento y operación.
- Las principales desventajas del VARS son: su alto costo de inversión inicial y la necesidad de energía calórica residual o barata.

Recomendaciones

- Un modelo termodinámico que integre a los fluidos externos con los cuales se intercambia calor como: agua, aire y vapor de agua, es una interesante alternativa para poder adaptar esta aplicación a diferentes condiciones de trabajo.
- Para un futuro trabajo realizar un modelo termodinámico GAX volvería más eficiente el sistema.
- La utilización de la última actualización de las propiedades termodinámicas, termofísicas y de transporte de la mezcla amoníaco-agua para la generación del modelo le daría más precisión a los cálculos, tanto al modelo como al diseño.
- La integración de un software para diseño de columnas de rectificación y absorción, permitiría tener un diseño completo del sistema.

BIBLIOGRAFÍA

- Ananthanarayanan. "Equipment Selection". *Basic Refrigeration and Air Conditioning*. McGraw-Hill. Formato electrónico.
- Blank, Leland y Anthony Tarquin. *Ingeniería Económica*. México: McGraw-Hill, 2007. Impreso.
- Gere, James M. *Mecánica de Materiales*. McGraw-Hill. Impreso.
- Heat Ventilation and Air Conditioning Handbook. Indian Institute of Technology Kharagpur. Formato digital.
- Herold, Keith E. et al. *Absorption Chillers and Heat Pumps*. Florida: CRC Press, 1996. Impreso.
- Huang, L., project manager. *HTRI manual Design*. Texas: Heat Transfer Research, Inc. 2006. Formato digital.
- Incropera, Frank P. y David Dewitt. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. New Delhi: Wiley, 2008. Impreso.
- Moran, Michael J. y Howard N. Shapiro. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. Massachusetts: John Wiley & Sons, 2008. Impreso.
- Perry's chemical engineer handbook*. McGraw-Hill, 2008. Formato electrónico.
- Refrigeration Piping and heat transfer components: ASME code for pressure pipping, B31 and American National Standard*. New York: The American Society of Mechanical Engineers, 2001. Formato digital.
- Stoecker, W.F.. *Refrigeración y Acondicionamiento de Aire*. Trad. José Seijas Domínguez. Madrid: McGraw-Hill, 1958. Impreso.

ARTÍCULOS

- Cano Marcos, José María. "Refrigeración por absorción. Interés energético e impacto ambiental". *Energía*. Web. 10 de julio 2010.
<<www.cientificosaficionados.com/energia%20solar/aire%20acondicionado.pdf>>
- Bassols, Juan. "Reliability of Ammonia Absorption Refrigeration Plants in the Chemical and Food Industry". Colibri bv.

PÁGINAS WEB

Economical and Reliable Ammonia Absorption Refrigeration Plants (AARP). The Ideal Refrigeration System for New Millennium. Transparent Energy Systems Private Limited. 2001. Web. 25 mayo 2010
<<http://www.tesplaarp.com/index.htm>>

Boyer, Joe. "Selecting TEMA Type Heat Exchangers". *Process Heating*. 1 junio 2002. Web. 3 noviembre 2010. <http://www.process-heating.com/Articles/Feature_Article/e2b6aadb9d268010VgnVCM100000f932a8c0____>

"TEMA designation". Engineering Page. Web. 3 noviembre 2010.
<http://www.engineeringpage.com/heat_exchangers/tema.html>

"Fouling Factors". H&C Heat Transfer Solutions Inc. Web. 20 noviembre 2010.
<http://www.hcheattransfer.com/fouling_factors2.html>

"Rectificación". *Open Course Ware*. Universidad de Sevilla. Web. 25 noviembre 2010. <http://ocwus.us.es/arquitectura-e-ingenieria/operaciones-basicas/contenidos1/tema13/pagina_04.htm>

Checkat-Hanks, Barb. *The News*. HVACR. 17 noviembre 2002. Web. 30 octubre 2010.
<http://www.achrnews.com/Articles/Feature_Article/947bd2026ab5a010VgnVCM100000f932a8c0____>

ANEXO 1

Código de implementación del ciclo termodinámico en EES:

"

Basado en :
 Absorption Chillers and Heat Pumps
 K.E. Herold, R. Radermacher and S.A. Klein
 CRC Press, 1995
 Archivo : ex9_2.EES

Este programa calcula el rendimiento de un VARS de una sola etapa con sub - enfriador de condensados

"

"Los siguientes procedimientos convierten unidades"

```
PROCEDURE TPQ(TC;P;Q : x;h;v;s)
"dada T (temperatura), P (presión) and Q (calidad) en unidades SI,
este procedimiento devuelve x, h, v & s en unidades SI"
TK = TC + 273,15
Pbar = P * 0,01
CALL NH3H2O(128;TK;Pbar;Q : TK;Pbar;x;h;s;u;v;Q)
END
```

```
PROCEDURE TPX(TC;P;x : Q;h;v;s)
"dada T (temperatura), P (presión) and x (fracción masa de amoníaco) en unidades SI,
este procedimiento devuelve Q, h, v & s en unidades SI"
TK = TC + 273,15
Pbar = P * 0,01
CALL NH3H2O(123;TK;Pbar;x : TK;Pbar;x;h;s;u;v;Q)
END
```

```
PROCEDURE PXQ(P;x;Q : TC;h;v;s)
"dada P (presión en bar), x (fracción masa de amoníaco) & Q en unidades SI,
este procedimiento devuelve T, h, v & s en unidades SI"
Pbar = P * ,01
CALL NH3H2O(238;Pbar;x;Q : TK;Pbar;x;h;s;u;v;Q)
TC = TK - 273,15
END
```

```
PROCEDURE PHX(P;h;x : TC;Q;v;s)
"dada P (presión en bar), h (entalpía J/g) & x (fracción masa de amoníaco) & Q
en unidades SI, este procedimiento devuelve T, Q, v & s en unidades SI"
Pbar = P * ,01
CALL NH3H2O(234;Pbar;x;h : TK;Pbar;x;h;s;u;v;Q)
TC = TK - 273,15
END
```

```
PROCEDURE TXQ(TC;x;Q : P;h;v;s)
"dada T (Temperatura en °C), Q (calidad) & x (fracción masa de amoníaco)
en unidades SI, este procedimiento devuelve P, h, v & s en unidades SI"
TK = TC + 273,15
CALL NH3H2O(138;TK;x;Q : TK;Pbar;x;h;s;u;v;Q)
P = Pbar * 100
END
```

```
PROCEDURE PXS(P;x;s : TC;h;v;Q)
"dada P (presión en bar), x (fracción masa de amoníaco) y s (entropía)
```

en unidades SI, este procedimiento devuelve T, h, v & Q en unidades SI"

$P_{bar} = P * 0,01$

CALL NH3H2O(235;Pbar;x;s : TK;Pbar;x;h;s;u;v;Q)

$TC = TK - 273,15$

END

"Este procedimiento calcula la cantidad de calor que es intercambiada en los intercambiador de calor"

PROCEDURE SHX(epsilon_IC;m_izq;m_der;ha;hb;hc;hd : hcc;hdd;Q_hx)

$Q_{izq} = m_{izq} * (hd - ha)$ "cantidad de calor en el 'lado izquierdo', ecuación 2.16 o 2.19"

$Q_{der} = m_{der} * (hb - hc)$ "cantidad de calor en el 'lado derecho ', ecuación 2.17 o 2.20"

$q_{min} = \text{MIN}(Q_{izq};Q_{der})$ "función para epsilon_IC suboger el mínimo valor , ecuación 2.18 o 2.21"

$Q_{hx} = \text{epsilon}_{IC} * q_{min}$ "epsilon_IC es la eficiencia de intercambiador de calor, ecuación 2.15"

$h_{cc} = hb - \text{epsilon}_{IC} * q_{min}/m_{der}$ "cálculo de las entalpías de salida, ecuación 2.16 o 2.19"

$h_{dd} = ha + \text{epsilon}_{IC} * q_{min}/m_{izq}$ "ecuación 2.17 o 2.20"

END

"Parámetros de entrada"

"eficiencia y efectividad"

$\eta_{bomba} = 0,85$ "eficiencia isoentrópica de la bomba"

$\epsilon_{ICsol} = 0,9$ "eficiencia de intercambiador de calor de solución"

$\epsilon_{ICsub} = 0,9$ "eficiencia de intercambiador de calor subenfirador de condensados"

"temperaturas"

$T[13] = -25$ "Temperatura de evaporación, dada por la aplicación"

$T[10] = 30$ "Temperatura de condensación, determinada por la disponibilidad de enfriamiento"

$T[1] = 30$ "Temperatura al final de absorción, determinada por la disponibilidad de enfriamiento"

$T_{glide} = T[13] - T[12]$

"fracción masa de amoníaco"

$x[9] = 0,999634$ "valor para obtener convergencia del porcedimiento NH3H2O"

"Capacidad frigorífica deseada (kW)"

$Q_{evap} = 1000$ "determinada por la aplicación"

"Flujo de masa (kg/s)"

$m[1] = 2,4$ "valor mínimo para convergencia del porcedimiento NH3H2O"

"Calidad"

$Q[13] = 0,99$ "valor que max. COP y permite obtener convergencia del porcedimiento NH3H2O"

$Q[10] = 0,00$ "condición de diseño"

$Q[7] = 1$ "condición de diseño y física"

$Q[9] = 1$ "condición de diseño y física"

$Q[1] = 0$ "condición de diseño, física y de funcionamiento de la bomba"

$Q[4] = 0$ "condición de diseño y física"

"Ecuaciones governantes"

"ABSORBEDOR"

$m[14] + m[6] = m[1]$ "ecuación 2.42"

$m[14] * x[14] + m[6] * x[6] = m[1] * x[1]$ "ecuación 2.43"

$m[14] * h[14] + m[6] * h[6] = m[1] * h[1] + Q_{abs}$ "ecuación 2.44"

$p[14] = p_{baja}$

"GENERADOR/RECTIFICADOR"

$bal_{masa} = m[8] + m[3] - (m[7] + m[4])$ "ecuación 2.50, para comprobación de solución"

$bal_{masaNH3} = m[8] * x[8] + m[3] * x[3] - (m[7] * x[7] + m[4] * x[4])$ "ecuación 2.51, para comprobación de solución"

$m[3] * h[3] + m[8] * h[8] + Q_{gen} = m[7] * h[7] + m[4] * h[4]$ "ecuación 2.52"
 CALL pxq(P[3];x[3];0 : T3f;h3f;v3f;s3f)
 $T[7] = T3f$
 $p[7] = p_alta$

"RECTIFICADOR/ DEFLAGMADOR"

$m[7] = m[9] + m[8]$ "ecuación 2.53"
 $m[7] * x[7] = m[9] * x[9] + m[8] * x[8]$ "ecuación 2.54"
 $m[7] * h[7] = m[9] * h[9] + m[8] * h[8] + Q_{rect}$ "ecuación 2.55"
 $h[8] = h3f$ "condición de diseño"
 $x[8] = x[3]$ "condición de diseño"
 $p[8] = p_alta$

"BOMBA"

$m[1] = m[2]$ "ecuación 2.40"
 $x[1] = x[2]$ "ecuación 2.41"
 $sw_bomba = v[1] * (p[2] - p[1])/eta_bomba$ "ecuación 2.37, trabajo específico"
 $h[2] = h[1] + sw_bomba$ "ecuación 2.38"
 $Wp = m[1] * (h[2] - h[1])$ "ecuación 2.39"
 $p[1] = p_baja$
 $p[2] = p_alta$

"VÁLVULA DE EXPANSION SOLUCIÓN"

$m[5] = m[6]$ "ecuación 2.30"
 $x[5] = x[6]$ "ecuación 2.31"
 $h[5] = h[6]$ "ecuación 2.32"
 $p[5] = p_alta$
 $p[6] = p_baja$

"INTERCAMBIADOR DE CALOR DE SOLUCIÓN"

$m[2] = m[3]$ "ecuación 2.19"
 $x[2] = x[3]$ "ecuación 2.21"
 $m[4] = m[5]$ "ecuación 2.20"
 $x[4] = x[5]$ "ecuación 2.20"
 CALL tpx(T[2];P[5];x[5] : Q5e;h5e;v5e;s5e)
 CALL tpx(T[4];P[3];x[3] : Q3e;h3e;v3e;s3e)
 CALL shx(epsilon_ICsol;m[2];m[4];h[2];h[4];h5e;h3e : h[5];h[3];Q_ICsol)
 $p[3] = p_alta$
 $p[4] = p_alta$

"CONDENSADOR"

$m[9] = m[10]$ "ecuación 2.12"
 $x[9] = x[10]$ "ecuación 2.13"
 $Q_{cond} = m[9] * (h[9] - h[10])$ "ecuación 2.14"
 $p[9] = p_alta$

"EVAPORADOR"

$m[12] = m[13]$ "ecuación 2.9"
 $x[12] = x[13]$ "ecuación 2.10"
 $Q_{evap} = m[13] * (h[13] - h[12])$ "ecuación 2.11"
 $p[13] = p_baja$

"VÁLVULA DE EXPANSION DE REFRIGERANTE"

$m[11] = m[12]$ "ecuación 2.33"
 $x[11] = x[12]$ "ecuación 2.34"
 $h[11] = h[12]$ "ecuación 2.35"
 $p[11] = p_alta$
 $p[12] = p_baja$

"INTERCAMBIADOR DE CALOR SUBENBRIADOR DE CONDENSADOS"

$m[10] = m[11]$ "ecuación 2.26"
 $x[10] = x[11]$ "ecuación 2.28"
 $m[13] = m[14]$ "ecuación 2.27"
 $x[13] = x[14]$ "ecuación 2.29"
 CALL tpx(T[10];P[14];x[14] : Q14e;h14e;v14e;s14e)
 CALL tpx(T[13];P[11];x[11] : Q11e;h11e;v11e;s11e)
 CALL shx(epsilon_ICsub;m[13];m[10];h[13];h[10];h11e;h14e : h[11];h[14];Q_ICsub)
 $p[10] = p_{alta}$

"DATOS DEL SISTEMA"

COP = Q_{evap} / Q_{gen} "ecuación 2.6"
 $COP_{carnot} = (T[1] - T[4]) / (T[1] * T[12] / (T[1] - T[12]))$ "ecuación 2.7"

checkQ = $Q_{gen} + Q_{evap} + W_p - (Q_{rect} + Q_{cond} + Q_{abs})$ "Comprobación de solución"

$p_{tasa} = p_{alta} / p_{baja}$

$f = (x[9] - x[4]) / (x[3] - x[4])$ "razón de circulación de la solución ecuación 2.49"

"Comparacion con capacidad NH3 puro"

$h_{NH3sat_vap} = \text{Enthalpy}(\text{Ammonia}; P=p_{baja}; x=1)$
 $h_{NH3sat_liq} = \text{Enthalpy}(\text{Ammonia}; P=p_{baja}; x=0)$
 $h_{latente} = h_{NH3sat_vap} - h_{NH3sat_liq}$
 $\text{deltah}_{evap} = (h[13] - h[12])$
 $h_{disp} = h_{latente} - (h[13] - h[12])$
 $Q_{disp} = h_{disp} * m[12]$

"PUNTOS DE ESTADO"

CALL txq(T[1];x[1];Q[1] : p[1];h[1];v[1];s[1])
 CALL phx(p[2];h[2];x[2] : T[2];Q[2];v[2];s[2])
 CALL phx(p[3];h[3];x[3] : T[3];Q[3];v[3];s[3])
 CALL pxq(p[4];x[4];Q[4] : T[4];h[4];v[4];s[4])
 CALL phx(p[5];h[5];x[5] : T[5];Q[5];v[5];s[5])
 CALL phx(p[6];h[6];x[6] : T[6];Q[6];v[6];s[6])
 CALL tpq(T[7];p[7];Q[7] : x[7];h[7];v[7];s[7])
 CALL phx(p[8];h[8];x[8] : T[8];Q[8];v[8];s[8])
 CALL pxq(p[9];x[9];Q[9] : T[9];h[9];v[9];s[9])
 CALL txq(T[10];x[10];Q[10] : p[10];h[10];v[10];s[10]) "presión alta dada por condiciones a la salida del condensador"
 CALL phx(p[11];h[11];x[11] : T[11];Q[11];v[11];s[11])
 CALL phx(p[12];h[12];x[12] : T[12];Q[12];v[12];s[12])
 CALL txq(T[13];x[13];Q[13] : p[13];h[13];v[13];s[13]) "presión baja dada por condiciones a la salida del evaporador"
 CALL phx(p[14];h[14];x[14] : T[14];Q[14];v[14];s[14])

ANEXO 2

Evaporadores de acero inoxidable



By Bruce I. Nelson, P.E., President, Colmac Coil Manufacturing, Inc.

“THE STAINLESS ADVANTAGE”

Using Stainless Steel Tube/Aluminum Fin Construction in Ammonia Evaporators

Background

Air-cooling evaporators (“air coolers”) used in ammonia systems have traditionally been made using galvanized (zinc coated) carbon steel. There are other metals which exhibit excellent compatibility with ammonia, including stainless steel and aluminum.

Designers and installers of industrial ammonia evaporators must be concerned with the cost, weight, performance, and reliability of the equipment being specified. Additionally, there may be requirements for corrosion resistance, cleanability, and defrosting characteristics, which need to be considered.

Some of the properties of stainless steel make it an excellent choice for tubing in ammonia heat exchangers. It has very high tensile strength, which results in high working pressures. Stainless steel is highly corrosion resistant which minimizes the potential for ammonia leaks in hostile environments. It is readily available commercially and is widely used in the food processing industries for piping, vessels, and equipment. It is also easily repaired in the field by welding.

Negative aspects of using stainless steel in heat exchangers are its high relative cost and very low thermal conductivity. These negative characteristics can be mitigated by: a) specifying the wall thickness of the tubing to match the required working pressure of the system, and b) using another more conductive metal, such as aluminum, as the fin material.

The properties of aluminum make it an ideal metal to use as fin material in ammonia heat exchangers. Aluminum is low cost, lightweight, highly conductive, and corrosion resistant. Since the majority of the surface area in a typical ammonia evaporator is represented by the fins, a Colmac air cooler with stainless tube/aluminum fin construction will have the following characteristics:

1. Low cost
2. Lightweight
3. Good heat transfer performance
4. Fast, complete, energy efficient defrosting
5. Superior corrosion resistance
6. Excellent cleanability
7. High reliability

This article will describe these characteristics, and compare them to galvanized steel, which has traditionally been used in ammonia evaporator construction. Colmac is convinced that ammonia evaporators having stainless steel tube/aluminum fin construction are superior to galvanized steel for most applications. Read on and discover “*The Stainless Advantage*” from Colmac!

Comparison of Properties:

Table 1 below compares several properties of stainless steel and aluminum to those of carbon steel and zinc. Galvanized steel is obtained by dipping carbon steel in a bath of molten zinc, hence these two base metals are shown in the table.

TABLE 1
Properties of Various Metals

| Metal | Density, lbm/cu ft | Thermal Conductivity, Btu/sq ft h F ft | Specific Heat Capacity, Btu/lbm F | Tensile Strength, ksi |
|----------------------|--------------------|--|-----------------------------------|-----------------------|
| Carbon Steel | 490 | 26 | 0.107 | 47 |
| Zinc | 445 | 65 | 0.094 | 21 |
| 304L Stainless Steel | 501 | 9.4 | 0.120 | 70 |
| 3003 Aluminum | 165 | 117 | 0.215 | 14 |

The density of the metal directly affects the weight of the heat exchanger, and when multiplied by the specific heat capacity the product indicates the amount of energy required to heat up and cool down the heat exchanger during a defrost cycle.

The thermal conductivity of the metal affects the thermal performance of the heat exchanger, as well as the speed and effectiveness of defrost.

The tensile strength of the metal will determine the burst pressures of the heat exchanger tubes and headers for a given wall thickness. It is interesting to note that various metals behave differently at low temperatures. Carbon steel becomes brittle at temperatures below -20F. Special allowances must be made when designing with carbon steel below -20F such as using special impact tested material, increasing the wall thickness of the pipe, and post-weld heat treating to avoid failures caused by embrittlement of the metal. Table 2 below shows the normal allowable working temperature range for various metals.

TABLE 2
Normal Allowable Working Temperature Range for Various Metals*

| Metal | Allowable Working Temperature Range, F |
|-------------------------------|--|
| Carbon Steel (SA-179) | -20 to +500 |
| 304L Stainless Steel (SA-249) | -320 to +300 |
| 3003 Aluminum (SA-210) | -452 to +400 |

* Taken from ASME Pressure Vessel Code, Section II, Part D

It is apparent from Table 2 that stainless steel and aluminum offer excellent performance in low temperature freezer applications compared to galvanized steel.

Advantage: Cost

On a per pound basis, carbon steel is lower in cost than both stainless steel and aluminum. This cost differential is offset for aluminum by the metal's low density, so that the cost of aluminum fins is approximately the same as the cost of carbon steel fins. Since stainless steel has such a high tensile strength (see Table 1), the wall thickness of the stainless steel tubing can be safely reduced, which reduces the tubing cost per foot accordingly. The expensive process of hot dip galvanizing is not required for stainless tube/aluminum fin construction, which further offsets the higher cost per pound of these metals compared to carbon steel.

Using appropriately selected stainless steel tubing with aluminum fins produces a coil block which is lower in cost than the same size galvanized steel coil block. A direct cost comparison was made for a coil block 45" high x 162" long x 8 rows deep x 4 fins per inch made for two combinations of materials:

1. 7/8" dia steel tubes with steel fins hot dip galvanized (St/Zn)
2. 7/8" dia stainless steel tubes with aluminum fins (SST/Alum)

Figure 1 below shows the calculated costs and weights for the two coil blocks. The stainless tube/aluminum fin coil block (\$3,359) in our example costs 4.9% less than the galvanized steel version (\$3,531).

Colmac stainless tube/aluminum fin evaporators offer end users a new cost effective replacement technology for traditional expensive galvanized steel construction.

Advantage: Weight

The very low density of aluminum makes it an ideal metal to use for heat exchanger fins when weight is a concern. Table 1 shows densities for carbon steel, zinc, and aluminum. The densities of steel and zinc (galvanized steel) are approximately 3 times greater than aluminum. In a refrigeration evaporator, the fins represent approximately 1/2 the total weight of the coil block. Most of the remaining weight of the coil block is contributed by the tubes and headers.

Tensile and yield strength of the tubing and header metal will affect the wall thickness required for a given working pressure. The higher the tensile strength, the thinner the allowable wall thickness and the lighter the weight of the tubing. From Table 1 it is apparent that tubing made of stainless steel will have a thinner wall thickness and lighter weight when compared to carbon steel tubing for a given calculated working pressure and burst pressure.

Using appropriately selected stainless steel tubing with aluminum fins produces a coil block that is significantly lighter in weight than the same size galvanized steel coil block. A direct weight comparison was made for the same two coil blocks used in our cost comparison. Figure 1 shows the calculated weights for the two coil blocks.

As can be seen in Figure 1, the calculated weight of the galvanized steel (Stl/Zn) coil block (3,211 lbs) is 2 1/2 times greater than a stainless tube/aluminum fin (SST/Alum) coil block (only 1,270 lbs) of the same size.

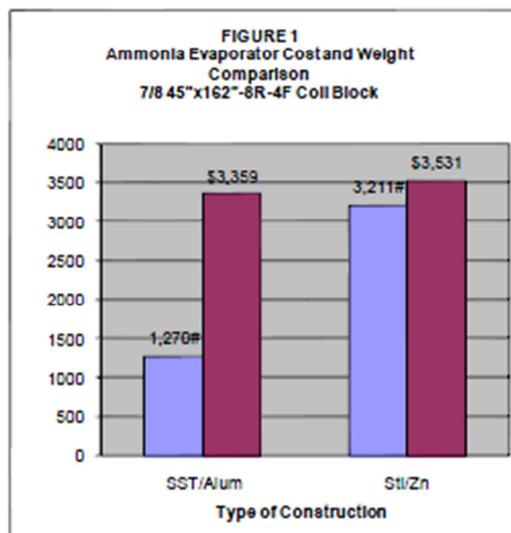
Air coolers are often mounted on the ceiling or roof of the refrigerated building. The weight of the air coolers has a significant impact on the structural design of the building and is of particular importance in high seismic areas. Stainless tube/aluminum fin air coolers from Colmac offer architects and engineers a new replacement technology to traditional heavy galvanized air coolers. This weight advantage can be used to significantly reduce the cost of building structural members.

Lighter weight stainless tube/aluminum fin air coolers from Colmac also offer installers advantages when rigging and handling. It is easy to visualize the safety advantages of mounting a stainless tube/aluminum fin air cooler weighing only 2,000 lbs in a building with a 25 foot ceiling compared with a heavy galvanized steel cooler of the same capacity weighing 5,000 lbs or more!

Advantage: Performance

The thermal conductivity of aluminum is 4 1/2 times higher than steel, and 2 times higher than zinc. Thermal conductivity of the fin material has a direct effect on heat transfer efficiency, the higher the better. Aluminum is superior to galvanized steel for efficient heat transfer. Calculated performance of an ammonia evaporator having stainless tubes and aluminum fins is approximately 10% higher than a galvanized steel evaporator having the same dimensions.

The superior cooling capacity of stainless tube/aluminum fin evaporators allows the designer the choice between (a) selecting an evaporator having fewer rows and/or wider fin spacing for lower first cost, or (b) using the same size unit (same rows and fin spacing) and operating at higher suction pressures with resulting reduced operating costs, compared to galvanized steel.



Advantage: Defrost

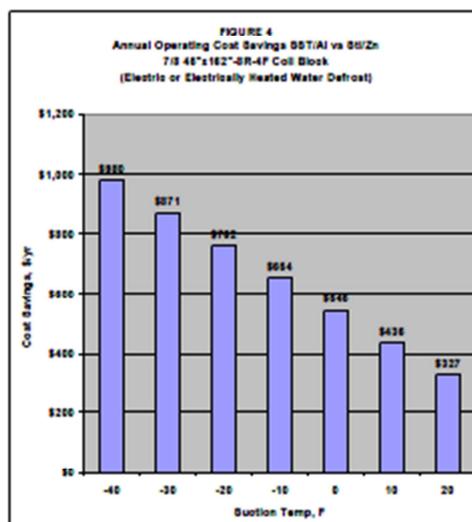
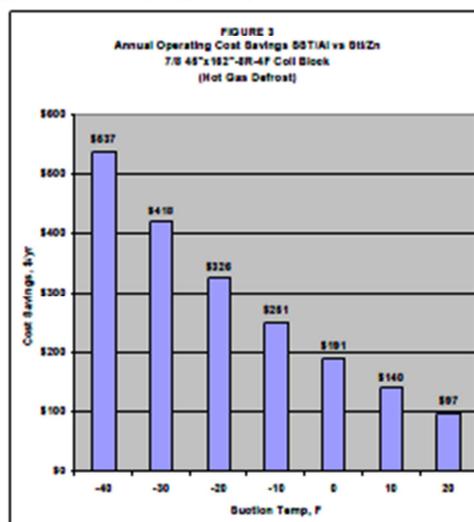
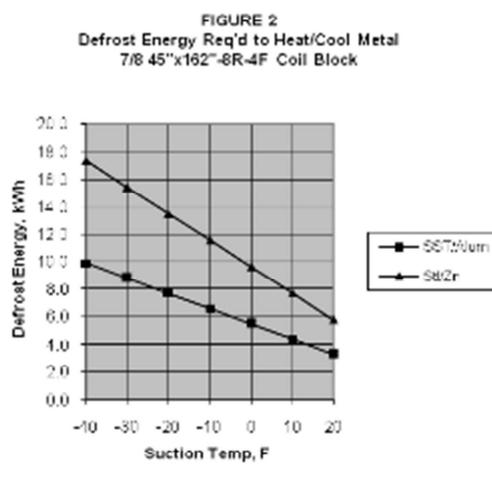
The high thermal conductivity of aluminum fins also produces faster, more effective defrosts compared to galvanized steel. Stainless tube/aluminum fin evaporators simply defrost faster and better than galvanized steel coils.

Stainless tube/aluminum fin evaporators also perform better than galvanized steel during defrost on an energy basis. A substantial amount of energy is expended during defrost to heat the mass of metal in a refrigeration evaporator up to the defrost temperature, then to cool the metal back down to operating temperature after defrost. When the density of the metal is multiplied by the thermal conductivity the product indicates the amount of energy required to heat or cool a heat exchanger of a given volume by one degree.

Based on this analysis, a comparison was made for our example evaporators. Figure 2 shows The amount of energy required to heat the coil block from suction temperature to 50F and cool it back to down again. This energy is expended every defrost cycle.

As shown in Figure 2, the galvanized coil block (St/Zn) consumes significantly more energy (75% more) compared to stainless tube/aluminum fin (SST/Alum) during each defrost cycle. This difference in energy consumption can be converted to cost savings by making assumptions for number of defrosts per day, days of operation per year, and the electric utility rate. A calculation was made comparing stainless tube/aluminum fin to galvanized steel assuming 6 defrosts per day for 365 days/year with a utility rate of \$.06/kWh. Typical screw compressor system COPs were assumed for hot gas defrost. A hot gas defrost pressure regulator setting of 74.3 psig (50F) was assumed. Calculated cost savings for hot gas defrost are shown in Figure 3. Calculated cost savings for electric defrost or water defrost with an electrically heated tank are shown in Figure 4.

As shown in Figures 3 and 4, Colmac air coolers and evaporators with stainless tube/aluminum fin technology offer significant ongoing savings in operating costs compared with traditional energy consuming galvanized steel evaporators. This new development from Colmac represents a breakthrough technology that addresses the urgent need to conserve energy while offering superior performance.



Advantage: Corrosion Resistance

Corrosion of heat exchangers by contact with, or proximity to foodstuffs is a concern in food processing facilities. All foodstuffs are mildly acidic. Aluminum and stainless steel are both more corrosion resistant than galvanized steel when exposed to acetic and citric acids (dairy products, citrus products), fatty acids (anti-caking agents, lubricants), and lactic acids (bread, confections, beverages, fermentation, blood).

Aluminum is more corrosion resistant than galvanized steel in the presence of sodium chloride (preservation of meats and vegetables), and sulfur dioxide (grape storage). Neither galvanized steel nor aluminum is recommended for exposure to nitrites (cured and smoked meats). Stainless steel is the suggested material to use in the presence of nitrites.

Generally speaking, aluminum and stainless steel are better metals to use than galvanized steel where there is concern about corrosion due to contact with most foodstuffs.

Advantage: Cleanability

Cleanability of equipment in food processing facilities, including evaporators, has become an increasingly important issue. Bacterial contaminants must be removed with regular cleaning and locations where they can accumulate need to be minimized.

The smooth, hard surfaces of stainless tube/aluminum fin evaporators are ideal for effective cleaning in food processing equipment and facilities. The rough, porous surfaces of galvanized steel evaporators may present difficult cleaning problems for operators in facilities where bacteria-free operation is critical. To address this important issue, Colmac offers this new stainless tube/aluminum fin construction with continuous plate fins as deep as 16 rows. This feature eliminates splits and gaps between fins where food particles and dirt can accumulate.

Advantage: Reliability

Since 1984, Colmac has excelled in manufacturing air-cooling evaporators of many types for ammonia refrigeration systems. Only the best quality tubing is used. 100% of this tubing is eddy current tested at the Colmac factory prior to assembly into evaporators, insuring zero-defects. All tube joints are carefully joined by a special TIG welding process, then pressure tested at 500 psig to insure absolutely no leaks.

The excellent corrosion resistance of stainless steel tubing used in Colmac stainless tube/aluminum fin evaporators offers superior reliability compared to galvanized steel. As a result, Colmac offers a full 5-year warranty on any stainless tube/aluminum fin coil block manufactured by the company (see Limited Extended Stainless Steel Tube Coil Block Warranty for terms and conditions).

Conclusion:

With stainless tube/aluminum fin construction, Colmac has introduced an exciting new breakthrough technology for evaporators in ammonia refrigeration systems. The analysis above has shown stainless tube/aluminum fin construction to be superior to traditional galvanized steel on the basis of:

1. Cost
2. Weight
3. Performance
4. Defrost
5. Corrosion resistance
6. Cleanability
7. Reliability

"Why buy 100-year-old galvanized steel technology when you can have stainless tube/aluminum fin evaporators from Colmac today?"

For more information, please contact Colmac Coil Manufacturing, Inc.
 Email mail@colmaccoil.com; Phone (800) 845-6778 or (509) 684-2595
 P.O. Box 571, Colville, WA. 99114-0571; Website www.colmaccoil.com
 Copyright© 2009 Colmac Coil Manufacturing, Inc.

ANEXO 3

Resultados del diseño del evaporador. Para información más detallada, consultar el formato digital de este documento (133 páginas)

| HTRI | | Output Summary | | | | Page 1 | |
|--|--|--|--|---------------------------------------|----------|-----------------------------------|--|
| | | Released to the following HTRI Member Company: | | | | | |
| | | Home | | | | | |
| | | Andres | | | | | |
| Xace E Ver. 5.00 22/11/2010 0:16 SN: FriendsI | | | | | SI Units | | |
| Rating-Horizontal economizer countercurrent to crossflow | | | | | | | |
| 1 See Data Check Messages Report for Warning Messages. | | | | | | | |
| 2 See Runtime Message Report for Warning Messages. | | | | | | | |
| 3 | | Process Conditions | | Outside | | Tubeside | |
| 4 | | Fluid name | | Alre | | NH3/H2O | |
| 5 | | Fluid condition | | Sens. Gas | | Boil. Liquid | |
| 6 | | Total flow rate (kg/s) | | 220,001 | | 2,000 | |
| 7 | | Weight fraction vapor, In/Out | | 1,000 1,000 | | 0,000 0,370 | |
| 8 | | Temperature, In/Out (Deg C) | | -16,00 -20,68 | | -25,35 -25,88 | |
| 9 | | Skin temperature, Min/Max (Deg C) | | -23,35 -21,94 | | -24,11 -22,27 | |
| 10 | | Pressure, Inlet/Outlet (kPa) | | 100,001 99,466 | | 150,002 146,412 | |
| 11 | | Pressure drop, Total/Allow (kPa) (kPa) | | 0,536 10,000 | | 3,590 40,001 | |
| 12 | | Midpoint velocity (m/s) | | 6,68 | | 3,90 | |
| 13 | | - In/Out (m/s) | | | | 5,231e-2 10,41 | |
| 14 | | Heat transfer safety factor (-) | | 1 | | 1 | |
| 15 | | Fouling (m2-K/W) | | 0,000180 | | 0,000000 | |
| 16 | | Exchanger Performance | | | | | |
| 17 | | Outside film coef (W/m2-K) | | 16,24 | | Actual U (W/m2-K) 8,082 | |
| 18 | | Tubeside film coef (W/m2-K) | | 942,00 | | Required U (W/m2-K) 8,003 | |
| 19 | | Clean coef (W/m2-K) | | 8,094 | | Area (m2) 18143,7 | |
| 20 | | Hot regime Sens. Gas | | | | Overdesign (%) 1,00 | |
| 21 | | Cold regime Boil. Liquid | | | | | |
| 22 | | EMTD (Deg C) | | 6,9 | | Tube Geometry | |
| 23 | | Duty (MegaWatts) | | 1,021 | | Tube type High-finned | |
| 24 | | Unit Geometry | | | | Tube OD (mm) 22,225 | |
| 25 | | Bays in parallel per unit | | 12 | | Tube ID (mm) 17,825 | |
| 26 | | Bundles parallel per bay | | 1 | | Length (m) 3,000 | |
| 27 | | Extended area (m2) | | 18143,7 | | Area ratio(out/in) (-) 51,8716 | |
| 28 | | Bare area (m2) | | 436,122 | | Layout Staggered | |
| 29 | | Bundle width (m) | | 1,000 | | Trans pitch (mm) 95,000 | |
| 30 | | Nozzle Inlet Outlet | | | | Long pitch (mm) 80,000 | |
| 31 | | Number (-) | | 1 1 | | Number of passes (-) 10 | |
| 32 | | Diameter (mm) | | 193,67 193,67 | | Number of rows (-) 20 | |
| 33 | | Velocity (m/s) | | 8,419e-3 1,68 | | Tubecount (-) 190 | |
| 34 | | R-V-SQ (kg/m-s2) | | 4,763e-2 9,48 | | Tubecount Odd/Even (-) 10 / 9 | |
| 35 | | Pressure drop (kPa) | | 2,206e-5 2,281e-3 | | Tube material steel (18 Cr, 8 Ni) | |
| 36 | | Fan Geometry | | | | Fin Geometry | |
| 37 | | No/bay (-) | | 4 | | Type Rectangular | |
| 38 | | Fan ring type | | Straight | | Fins/length fin/meter 196,8 | |
| 39 | | Diameter (m) | | 0,622 | | Fin root mm 22,225 | |
| 40 | | Ratio, Fan/bundle face area (-) | | 0,41 | | Height mm 36,387 | |
| 41 | | Driver power (kW) | | 3,22 | | Base thickness mm 0,432 | |
| 42 | | Tip clearance (mm) | | 9,525 | | Over fin mm 98,370 | |
| 43 | | Efficiency (%) | | 65 | | Efficiency (%) 25,7 | |
| 44 | | Airside Velocities Actual Standard | | | | Area ratio (fin/bare) (-) 41,6023 | |
| 45 | | Face (m/s) | | 4,51 | | Material Aluminum Alloy 3003 - O | |
| 46 | | Maximum (m/s) | | 6,51 | | Thermal Resistance, % | |
| 47 | | Flow (100 m3/min) | | 97,368 | | Air 49,79 | |
| 48 | | Velocity pressure (Pa) | | 84,17 | | Tube 44,49 | |
| 49 | | Bundle pressure drop (Pa) | | 445,92 | | Fouling 0,15 | |
| 50 | | | | | | Metal 5,57 | |
| 51 | | Bundle 83,22 | | Airside Pressure Drop; % Louvers 2,66 | | Bond 0,00 | |
| 52 | | Ground clearance 0,00 | | Fan guard 0,00 | | Hall screen 0,00 | |
| 53 | | Fan ring 14,12 | | Fan area blockage 0,00 | | Steam coil 0,00 | |

| HTRI | | Final Results | | | | Page 5 |
|--|--|-----------------------------------|-----------|-------------------------|----------------------------|--------------|
| Released to the following HTRI Member Company: | | | | | | |
| Home | | | | | | |
| Andres | | | | | | |
| Xacc E Ver. 5.00 22/11/2010 0:16 SN: Friendsl | | | | | | SI Units |
| Rating-Horizontal economizer countercurrent to crossflow | | | | | | |
| 1 | Process Data | | Outside | | Tubeside | |
| 2 | Fluid name | Air | | NH3/H2O | | Boil. Liquid |
| 3 | Fluid condition | | | Sens. Gas | | |
| 4 | Total flow rate | (kg/s) | | 220,001 | 2,000 | |
| 5 | Weight fraction vapor, In/Out | (-) | 1,000 | 1,000 | 0,000 | 0,370 |
| 6 | Temperature, In/Out | (Deg C) | -16,00 | -20,68 | -25,35 | -25,88 |
| 7 | Skin temperature, Min/Max | (Deg C) | -23,35 | -21,94 | -24,11 | -22,27 |
| 8 | Wall temperature, Min/Max | (Deg C) | -23,37 | -21,95 | -24,11 | -22,27 |
| 9 | Pressure, In/Out | (kPa) | 100,001 | 99,466 | 150,002 | 146,412 |
| 10 | Pressure drop, Total/Allowed | (kPa) | 0,536 | 10,000 | | |
| 11 | Tube pressure drop, Total/Allowed | (kPa) | | | 3,590 | 40,001 |
| 12 | Velocity - Midpoint | (m/s) | 6,68 | | 3,90 | |
| 13 | - In/Out | (m/s) | | | 5,231e-2 | 10,41 |
| 14 | Film coefficient, Bare/Extended | (W/m ² -K) | 675,56 | 16,24 | 942,00 | |
| 15 | Boiling range | (kPa) | | | | 0,0 |
| 16 | Heat transfer safety factor | (-) | | 1 | | 1 |
| 17 | Fouling resistance | (m ² -K/W) | | 0,000160 | | 0,000000 |
| 18 | Overall Performance Data | | | | | |
| 19 | Overall coef, Design/Clean/Actual | (W/m ² -K) | 8,003 / | 8,094 / | 8,082 | |
| 20 | Heat duty, Calculated/Specified | (MegaWatts) | 1,0208 / | 1,0000 | | |
| 21 | Effective mean temperature difference | (Deg C) | 6,89 | | | |
| 22 | | | | | | |
| 23 | See Runtime Message Report for Warning Messages. | | | | | |
| 24 | | | | | | |
| 25 | Unit and Bundle Construction Information | | | | | |
| 26 | Bays in parallel/unit | (-) | 12 | Bundles in parallel/bay | 1 | |
| 27 | Extended area/unit | (m ²) | 18143,7 | Bare area/unit | (m ²) | 436,122 |
| 28 | Extended area/bundle | (m ²) | 1511,97 | Bare area/bundle | (m ²) | 36,344 |
| 29 | Tube passes/Tube rows | (-) | 10 / | 20 | Number of tubes/bundle | (-) |
| 30 | Tube count, Odd rows/Even rows | (-) | 10 / | 9 | Edge seals | (-) |
| 31 | Bundle width | (m) | 1,000 | | Fan guard | (-) |
| 32 | Clearance | (mm) | 9,525 | | Louvers | (-) |
| 33 | Header depth | (mm) | 101,600 | | Steam coil | (-) |
| 34 | Header Box | | | | Hall screen | (-) |
| 35 | - Plate thickness | (mm) | 104,775 | | Tube support information | |
| 36 | - Tubesheet thickness | (mm) | 117,475 | | - Number | (-) |
| 37 | Plenum type | | Tapered | | - Width | (mm) |
| 38 | Weight/Bundle | (kg) | 7233 | | Orientation (from hortic.) | (deg) |
| 39 | Structure weight | (kg) | 0 | | Tubeside volume | (L) |
| 40 | Total weight, Dry / Wet | (kg) | 86791 / | 90684 | | 324,6 |
| 41 | Ladder/walkway weight | (kg) | 0 | | Cost Factor | (-) |
| 42 | Tube Information | | | | | |
| 43 | Straight length | (m) | 3,000 | Tube type | (-) | High-finned |
| 44 | Unfinned length | (mm) | 0,000 | Unheated length | (mm) | 260,351 |
| 45 | Layout | (-) | Staggered | Area ratio (fin/bare) | (-) | 41,6023 |
| 46 | Transverse pitch | (mm) | 95,000 | Fins per unit length | (fin/meter) | 196,8 |
| 47 | Longitudinal pitch | (mm) | 80,000 | Fin root diameter | (mm) | 22,225 |
| 48 | Tube form | (-) | U-tubes | Fin height | (mm) | 36,387 |
| 49 | Outside diameter | (mm) | 22,225 | Fin thickness at base | (mm) | 0,432 |
| 50 | Inside diameter | (mm) | 17,825 | Fin thickness at tip | (mm) | 0,216 |
| 51 | Area ratio (out/in) | (-) | 51,8716 | Fin type | (-) | Rectangular |
| 52 | Over fin diameter | (mm) | 98,370 | Fin efficiency | (%) | 25,7 |
| 53 | Rectangular fin height | (mm) | 80,000 | Rectangular fin width | (mm) | 95,000 |
| 54 | Tube material | 304 Stainless steel (18 Cr, 8 Ni) | | Internal tube type | None | |
| 55 | Fin material | Aluminum Alloy 3003 - O | | | | |
| 56 | | | | | | |

| HTRI | | Final Results | | | Page 6 | |
|--|---|----------------------|----------------------|-------------------|------------------|----------------|
| Released to the following HTRI Member Company: | | | | | | |
| Home | | | | | | |
| Andres | | | | | | |
| Xace E Ver. 5.00 22/11/2010 0:16 SN: FriendsI | | | | | SI Units | |
| Problem: | | | | | | |
| Case-: | | | | | | |
| Rating-Horizontal economizer countercurrent to crossflow | | | | | | |
| 1 | Inlet Airside Velocities | | | Actual | Standard | |
| 2 | Face velocity | (m/s) | | 4,51 | | |
| 3 | Maximum velocity | (m/s) | | 6,51 | | |
| 4 | Volumetric flow | (100 m3/min) | | 97,368 | | |
| 5 | Maximum mass velocity | (kg/m ²) | | 8,826 | | |
| 6 | Air humidity | (%) | | | | |
| 7 | Volumetric flow per fan at fan inlet | (100 m3/min) | | 2,030 | | |
| 8 | Velocity at fan inlet | (m/s) | | 11,14 | | |
| 9 | Fan Description and Fan Power | | | | | |
| 10 | Number of fans per bay | (-) | | | 4 | |
| 11 | Diameter | (m) | | | 0,622 | |
| 12 | Tip clearance | (mm) | | | 9,525 | |
| 13 | Ratio, fan area to bay face area | (-) | | | 0,41 | |
| 14 | Fan ring type | (-) | | | Straight | |
| 15 | Percent open area - in fan guard | (%) | | | 0 | |
| 16 | - in hall screen | (%) | | | 0 | |
| 17 | Ratio, ground clearance to fan diameter | (-) | | | | |
| 18 | Percent blockage, other obstruction | (%) | | | 0 | |
| 19 | Bundle pressure drop/ Velocity pressure | (Pa) | | 445,92 / | 84,17 | |
| 20 | Fan and drive efficiency | (%) | | | 65 | |
| 21 | Motor power per fan-design air temperature | (kW) | | | 3,22 | |
| 22 | Motor power per fan-minimum air temperature | (kW) | | | 0,00 | |
| 23 | Ambient temperature, maximum / minimum | (Deg C) | | / | | |
| 24 | Two-Phase Parameters | | | | | |
| 25 | Method | Inlet | Center | Outlet | Mix F | |
| 26 | | | | | | |
| 27 | | | | | | |
| 28 | Heat Transfer and Pressure Drop Parameters | | | | Tube Side | Outside |
| 29 | Midpoint J-factor | | (-) | | | 0,0053 |
| 30 | Heat transfer | | Wall Correction | (-) | 0,9940 | 1,0024 |
| 31 | | | Row Correction | (-) | | 1,0000 |
| 32 | Midpoint f-factor | | (-) | | 0,0000 | 0,1883 |
| 33 | Pressure drop | | Wall Correction | (-) | 0,0000 | 1,0000 |
| 34 | | | Row Correction | (-) | | 1,0000 |
| 35 | Reynolds number | | Inlet | (-) | 2525 | 11803 |
| 36 | | | Midpoint | (-) | 0 | 12349 |
| 37 | | | Outlet | (-) | 28142 | 12408 |
| 38 | Fouling layer thickness | | (mm) | | 0,000 | 0,000 |
| 39 | Input minimum velocity | | (m/s) | | | |
| 40 | Input maximum velocity | | (m/s) | | | |
| 41 | Input minimum wall temperature | | (Deg C) | | | |
| 42 | Input maximum wall temperature | | (Deg C) | | | |
| 43 | Thermal Resistance (Percent) | | | | | Over |
| 44 | Air | Tube | Fouling | Metal | Bond | Design |
| 45 | 49,79 | 44,49 | 0,15 | 5,57 | 0,00 | 1,00 |
| 46 | Airside Pressure Drop (Percent) | | | | | |
| 47 | Across bundle | | 83,22 | Other obstruction | | 0,00 |
| 48 | Fan ring | | 14,12 | Steam coil | | 0,00 |
| 49 | Fan guard | | 0,00 | Louvers | | 2,66 |
| 50 | Ground clearance | | 0,00 | | | |
| 51 | Tube Nozzle (Axial) | | | Inlet | Outlet | |
| 52 | Number of nozzles | | (-) | 1 | 1 | |
| 53 | Diameter | | (mm) | 193,67 | 193,67 | |
| 54 | Velocity | | (m/s) | 0,01 | 1,68 | |
| 55 | Nozzle R-V-SQ | | (kg/m ²) | 0,05 | 9,48 | |
| 56 | Pressure drop | | (kPa) | 0,000 | 0,002 | |
| 57 | | | | | | |
| 58 | | | | | | |
| 59 | | | | | | |
| 60 | | | | | | |
| 61 | | | | | | |
| 62 | | | | | | |
| 63 | | | | | | |
| 64 | | | | | | |
| 65 | | | | | | |

| HTRI | | Final Results | | | Page 7 |
|---|--|---------------|----------|---------|--------|
| Released to the following HTRI Member Company: | | | | | |
| Home | | | | | |
| Andres | | | | | |
| Xace E Ver. 5.00 22/11/2010 0:16 SN: FriendsI | | | SI Units | | |
| Problem: | | | | | |
| Case-: | | | | | |
| Rating: Horizontal economizer countercurrent to crossflow | | | | | |
| 1 | Mean Metal Temperatures | | | | |
| 2 | | | | | |
| 3 | Mean tube metal temperature in each tube pass, (Deg C) | | | | |
| 4 | | | | | |
| 5 | Tuberow | Tubepass | Inside | Outside | Radial |
| 6 | 1 | 1 | -22,5 | -22,3 | -22,4 |
| 7 | 2 | 1 | -22,4 | -22,2 | -22,3 |
| 8 | 3 | 2 | -22,5 | -22,3 | -22,4 |
| 9 | 4 | 2 | -22,4 | -22,2 | -22,3 |
| 10 | 5 | 3 | -22,5 | -22,3 | -22,4 |
| 11 | 6 | 3 | -22,4 | -22,2 | -22,3 |
| 12 | 7 | 4 | -22,5 | -22,2 | -22,4 |
| 13 | 8 | 4 | -22,4 | -22,2 | -22,3 |
| 14 | 9 | 5 | -22,5 | -22,2 | -22,4 |
| 15 | 10 | 5 | -22,5 | -22,1 | -22,3 |
| 16 | 11 | 6 | -22,5 | -22,2 | -22,4 |
| 17 | 12 | 6 | -22,5 | -22,1 | -22,3 |
| 18 | 13 | 7 | -22,6 | -22,2 | -22,4 |
| 19 | 14 | 7 | -22,5 | -22,1 | -22,3 |
| 20 | 15 | 8 | -22,8 | -22,4 | -22,6 |
| 21 | 16 | 8 | -22,8 | -22,3 | -22,5 |
| 22 | 17 | 9 | -23,4 | -22,8 | -23,0 |
| 23 | 18 | 9 | -23,3 | -22,7 | -22,9 |
| 24 | 19 | 10 | -23,9 | -23,2 | -23,5 |
| 25 | 20 | 10 | -23,8 | -23,1 | -23,4 |
| 26 | | | | | |
| 27 | | | | | |
| 28 | | | | | |
| 29 | | | | | |
| 30 | | | | | |
| 31 | | | | | |
| 32 | | | | | |
| 33 | | | | | |
| 34 | | | | | |
| 35 | | | | | |
| 36 | | | | | |
| 37 | | | | | |
| 38 | | | | | |
| 39 | | | | | |
| 40 | | | | | |
| 41 | | | | | |
| 42 | | | | | |
| 43 | | | | | |
| 44 | | | | | |
| 45 | | | | | |
| 46 | | | | | |
| 47 | | | | | |
| 48 | | | | | |
| 49 | | | | | |
| 50 | | | | | |
| 51 | | | | | |
| 52 | | | | | |
| 53 | | | | | |
| 54 | | | | | |
| 55 | | | | | |
| 56 | | | | | |
| 57 | | | | | |
| 58 | | | | | |
| 59 | | | | | |
| 60 | | | | | |
| 61 | | | | | |
| 62 | | | | | |
| 63 | | | | | |
| 64 | | | | | |
| 65 | | | | | |
| 66 | | | | | |

ANEXO 4

Resultados del diseño del condensador. Para información más detallada, consultar el formato digital de este documento (47 páginas)

| HTRI | | Output Summary | | Page 1 | |
|---|--|--|-----------------|----------------------------------|--|
| | | Released to the following HTRI Member Company: | | | |
| | | Home | | | |
| | | Andres | | | |
| Xist E Ver. 5.00 | | 27/11/2010 13:48 | | SN: Friendsl | |
| | | SI Units | | | |
| Rating - Vertical Multipass Flow TEMA AEN Shell With Single-Segmental Baffles | | | | | |
| 1 See Data Check Messages Report for Warning Messages. | | | | | |
| 2 See Runtime Message Report for Warning Messages. | | | | | |
| 3 Process Conditions | | Hot Shellside | | Cold Tubeside | |
| 4 Fluid name | | NH3 | | H2O | |
| 5 Flow rate (kg/s) | | 0,8300 | | 20,0001 | |
| 6 Inlet/Outlet Y (Wt. frac vap.) | | 1,000 0,000 | | 0,000 0,000 | |
| 7 Inlet/Outlet T (Deg C) | | 36,00 30,00 | | 15,00 26,60 | |
| 8 Inlet P/Avg (kPa) | | 1167,02 1166,32 | | 250,004 249,115 | |
| 9 dP/Allow. (kPa) | | 1,403 40,001 | | 1,777 40,001 | |
| 10 Fouling (m2-K/W) | | 0,000000 | | 0,000176 | |
| 11 Exchanger Performance | | | | | |
| 12 Shell h (W/m2-K) | | 4458,78 | | Actual U (W/m2-K) 585,17 | |
| 13 Tube h (W/m2-K) | | 1215,38 | | Required U (W/m2-K) 580,04 | |
| 14 Hot regime (--) Gravity | | | | Duty (MegaWatts) 0,9650 | |
| 15 Cold regime (--) Sens. Liquid | | | | Area (m2) 208,974 | |
| 16 EMTD (Deg C) | | 8,0 | | Overdesign (%) 0,88 | |
| 17 Shell Geometry | | | Baffle Geometry | | |
| 18 TEMA type (--) AEN | | | | Baffle type (--) Single-Seg. | |
| 19 Shell ID (mm) 1200,00 | | | | Baffle cut (Pct Dia.) 26,02 | |
| 20 Series (--) 1 | | | | Baffle orientation (--) Perpend. | |
| 21 Parallel (--) 1 | | | | Central spacing (mm) 466,124 | |
| 22 Orientation (deg) 90,00 | | | | Crosspasses (--) 5 | |
| 23 Tube Geometry | | | Nozzles | | |
| 24 Tube type (--) Plain | | | | Shell inlet (mm) 97,181 | |
| 25 Tube OD (mm) 26,920 | | | | Shell outlet (mm) 85,446 | |
| 26 Length (m) 2,500 | | | | Inlet height (mm) 21,222 | |
| 27 Pitch ratio (--) 1,2500 | | | | Outlet height (mm) 21,222 | |
| 28 Layout (deg) 30 | | | | Tube inlet (mm) 206,375 | |
| 29 Tubecount (--) 1036 | | | | Tube outlet (mm) 206,375 | |
| 30 Tube Pass (--) 4 | | | | | |
| 31 Thermal Resistance; % | | Velocities; m/s | | Flow Fractions | |
| 32 Shell 13,12 | | Shellside 0,35 | | A 0,070 | |
| 33 Tube 67,86 | | Tubeside 0,38 | | B 0,702 | |
| 34 Fouling 14,53 | | Crossflow 0,42 | | C 0,035 | |
| 35 Metal 4,491 | | Window 0,42 | | E 0,193 | |
| | | | | F 0,000 | |
| 36 | | | | | |

| HTRI | | Final Results | | Page 8 | |
|---|----------------------|--|---------|----------------------|----------|
| | | Released to the following HTRI Member Company: | | | |
| | | Home | | | |
| | | Andres | | | |
| Xist E Ver. 5.00 | | 27/11/2010 13:48 | | SN: Friendsl | |
| | | SI Units | | | |
| Rating - Vertical Multipass Flow TEMA AEN Shell With Single-Segmental Baffles | | | | | |
| 1 Process Data | | Hot Shellside | | Cold Tubeside | |
| 2 Fluid name | NH3 | | | H2O | |
| 3 Fluid condition | | Cond. Vapor | | Sens. Liquid | |
| 4 Total flow rate | (kg/s) | 0,8300 | | 20,0001 | |
| 5 Weight fraction vapor, In/Out | (-) | 1,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 |
| 6 Temperature, In/Out | (Deg C) | 36,00 | 30,00 | 15,00 | 26,60 |
| 7 Temperature, Average/Skin | (Deg C) | 33,0 | 28,99 | 20,8 | 27,43 |
| 8 Wall temperature, Min/Max | (Deg C) | 17,76 | 29,81 | 17,59 | 29,67 |
| 9 Pressure, In/Average | (kPa) | 1167,02 | 1166,32 | 250,004 | 249,115 |
| 10 Pressure drop, Total/Allowed | (kPa) | 1,403 | 40,000 | 1,777 | 40,000 |
| 11 Velocity, Mid/Max allow | (m/s) | 0,35 | | 0,38 | |
| 12 Mole fraction Inert | (-) | 0,000 | | | |
| 13 Average film coef. | (W/m2-K) | 4458,78 | | 1215,38 | |
| 14 Heat transfer safety factor | (-) | 1,000 | | 1,000 | |
| 15 Fouling resistance | (m2-K/W) | 0,000000 | | 0,000176 | |
| 16 Overall Performance Data | | | | | |
| 17 Overall coef., Req'd/Clean/Actual | (W/m2-K) | 580,04 | / | 684,61 | / |
| 18 Heat duty, Calculated/Specified | (MegaWatts) | 0,9650 | / | 0,9710 | |
| 19 Effective overall temperature difference | (Deg C) | 8,0 | | | |
| 20 EMTD - (MTD) * (DELTA) * (F/G/H) | (Deg C) | 8,01 | * | 0,9999 | * 1,0000 |
| 23 See Runtime Messages Report for warnings. | | | | | |
| 25 Exchanger Fluid Volumes | | | | | |
| 27 Approximate shellside (L) | 1268,1 | | | | |
| 28 Approximate tubeside (L) | 2119,2 | | | | |
| 29 Shell Construction Information | | | | | |
| 30 TEMA shell type | AEN | Shell ID (mm) | | 1200,00 | |
| 31 Shells Series | 1 Parallel 1 | Total area (m2) | | 219,032 | |
| 32 Passes Shell | 1 Tube 4 | Eff. area (m2/shell) | | 208,974 | |
| 33 Shell orientation angle (deg) | 90,00 | | | | |
| 34 Impingement present | No | | | | |
| 35 Pairs seal strips | 0 | Passlane seal rods (mm) | | 0,000 No. 0 | |
| 36 Shell expansion joint | No | Rear head support plate | | No | |
| 37 Weight estimation Wet/Dry/Bundle | | 14894 | / | 11509 | / |
| | | 6482,6 | | (kg/shell) | |
| 38 Baffle Information | | | | | |
| 39 Type | Perpend. Single-Seg. | Baffle cut (% dia) | | 26,02 | |
| 40 Crosspasses/shellpass | 5 | No. (Pct Area) | | (mm) to C.L. | |
| 41 Central spacing (mm) | 466,124 | 1 | 21,80 | 287,814 | |
| 42 Inlet spacing (mm) | 493,374 | 2 | 0,00 | 0,000 | |
| 43 Outlet spacing (mm) | 493,374 | | | | |
| 44 Baffle thickness (mm) | 12,700 | | | | |
| 46 Tube Information | | | | | |
| 47 Tube type | Plain | Tubecount per shell | | 1036 | |
| 48 Overall length (m) | 2,500 | Pct tubes removed (both) | | 0,29 | |
| 49 Effective length (m) | 2,385 | Outside diameter (mm) | | 26,920 | |
| 50 Total tubesheet (mm) | 114,795 | Wall thickness (mm) | | 3,910 | |
| 51 Area ratio (out/in) | 1,4094 | Pitch (mm) | | 33,6499 Ratio 1,2500 | |
| 52 Tube metal | Carbon steel | Tube pattern (deg) | | 30 | |
| 53 | | | | | |

|  | | Final Results | | | | Page 9 | |
|---|--|--|--|----------------|--|-------------------|--|
| | | Released to the following HTRI Member Company: Home Andres | | | | | |
| Xist E Ver. 5.00 | | 27/11/2010 13:48 | | SN: Friendsl | | SI Units | |
| Rating - Vertical Multipass Flow TEMA AEN Shell With Single-Segmental Baffles | | | | | | | |
| 1 Shellside Performance | | | | | | | |
| 2 Nom vel, X-flow/window | | 0,42 / 0,42 | | | | | |
| 3 | | | | | | | |
| 4 Flow fractions for vapor phase | | | | | | | |
| 5 A=0,0698 | | B=0,7020 | | C=0,0354 | | E=0,1928 F=0,0000 | |
| 6 | | | | | | | |
| 7 Shellside Heat Transfer Corrections | | | | | | | |
| 8 Total | | Beta | | Gamma | | End Fin | |
| 9 0,981 | | 0,920 | | 1,067 | | 0,991 1,000 | |
| 10 Pressure Drops (Percent of Total) | | | | | | | |
| 11 Cross | | Window | | Ends | | Nozzle Shell Tube | |
| 12 1.89 | | 0.60 | | 1.61 | | Inlet 94.20 11.08 | |
| 13 MOMENTUM | | | | -0.56 | | Outlet 2.26 7.07 | |
| 14 Two-Phase Parameters | | | | | | | |
| 15 Method | | Inlet | | Center | | Outlet Mix F | |
| 16 RPM | | Gravity | | Gravity | | Gravity 0,9674 | |
| 17 | | | | | | | |
| 18 H. T. Parameters | | | | Shell | | Tube | |
| 19 Overall wall correction | | | | | | 1,005 | |
| 20 Midpoint | | Prandtl no. | | | | 6,66 | |
| 21 Midpoint | | Reynolds no. | | | | 7639 | |
| 22 Bundle inlet | | Reynolds no. | | | | 13426 6479 | |
| 23 Bundle outlet | | Reynolds no. | | | | 1108 4605 | |
| 24 Fouling layer | | (mm) | | | | | |
| 25 Thermal Resistance | | | | | | | |
| 26 Shell | | Tube | | Fouling | | Metal Over Des | |
| 27 13,12 | | 67,86 | | 14,53 | | 4,491 0,88 | |
| 28 Total fouling resistance | | | | | | 0,00025 | |
| 29 Differential resistance | | | | | | 1,51E-05 | |
| 30 Shell Nozzles | | | | | | | |
| 31 Inlet at channel end-No | | | | Inlet | | Outlet Liquid | |
| 32 Number at each position | | | | 1 | | 1 0 | |
| 33 Diameter | | | | (mm) | | 97,181 85,446 | |
| 34 Velocity | | | | (m/s) | | 12,82 0,24 | |
| 35 Pressure drop | | | | (kPa) | | 1,321 0,032 | |
| 36 Height under nozzle | | | | (mm) | | 21,222 21,222 | |
| 37 Nozzle R-V-SQ | | | | (kg/m-s2) | | 1434,56 35,23 | |
| 38 Shell ent. | | | | (kg/m-s2) | | 1345,66 26,31 | |
| 39 | | | | | | | |
| 40 Tube Nozzle | | | | Inlet | | Outlet Liquid | |
| 41 Diameter | | | | RADIAL | | RADIAL Outlet | |
| 42 Diameter | | | | (mm) | | 206,375 206,375 | |
| 43 Velocity | | | | (m/s) | | 0,60 0,60 | |
| 44 Pressure drop | | | | (kPa) | | 0,197 0,126 | |
| 45 Nozzle R-V-SQ | | | | (kg/m-s2) | | 357,77 358,66 | |
| 46 | | | | | | | |
| 47 Annular Distributor | | | | Inlet | | Outlet | |
| 48 Length | | | | (mm) | | | |
| 49 Height | | | | (mm) | | | |
| 50 Slot area | | | | (mm2) | | | |
| 51 Diametral Clearances (mm) | | | | | | | |
| 52 Baffle-to-shell | | Bundle-to-shell | | Tube-to-baffle | | | |
| 53 6,3500 | | 17,7625 | | 0,3969 | | | |

| HTRI | | Supplementary Results | | Page 10 |
|---|--|--|-----------------------------------|---------------|
| Xist E Ver. 5.00 27/11/2010 13:48 SN: FriendsI | | Released to the following HTRI Member Company: Home Andres | | SI Units |
| Rating - Vertical Multipass Flow TEMA AEN Shell With Single-Segmental Baffles | | | | |
| 1 | Externally Enhanced Tube Geometry | | Internally Enhanced Tube Geometry | |
| 2 | Type | Plain | | Type |
| 3 | Fin density | (fin/meter) | | Thickness |
| 4 | Fin height | (mm) | | (mm) |
| 5 | Fin thickness | (mm) | | Pitch |
| 6 | Root diameter | (mm) | | (LD) |
| 7 | Area/length | (m ² /m) | | |
| 8 | | | | |
| 9 | Mean Metal Temperatures | | | |
| 10 | Mean shell temperature | 30,32 (C) | | |
| 11 | Mean tube metal temperature in each tube pass, (C) | | | |
| 12 | <u>Tube Pass</u> | <u>Inside</u> | <u>Outside</u> | <u>Radial</u> |
| 13 | 1 | 25,95 | 26,61 | 26,32 |
| 14 | 2 | 28,17 | 28,76 | 28,50 |
| 15 | 3 | 29,29 | 29,55 | 29,43 |
| 16 | 4 | 29,56 | 29,73 | 29,66 |
| 17 | | | | |

ANEXO 5

Resultados del diseño del intercambiador de placas de solución. Para información más detallada, consultar el formato digital de este documento (61 páginas)

| HTRI | | Output Summary | | Page 1 | |
|--|--|------------------------------|-----------------------------|------------------------------|--|
| Released to the following HTRI Member Company: | | | | | |
| Home | | | | | |
| Andres | | | | | |
| Xphe E Ver. 5.00 30/11/2010 11:09 SN: Friendsl | | | | SI Units | |
| Intercambiador de placas de solución | | | | | |
| VARS 1000 kW | | | | | |
| Rating - Single Pass Countercurrent Flow | | | | | |
| 1 No Data Check Messages. | | | | | |
| 2 See Runtime Message Report for Warning Messages. | | | | | |
| 3 Process Conditions | | Hotside | | Coldside | |
| 4 Fluid name | | Solución pobre en NH3 | | Solución rica en NH3 | |
| 5 Flow rate (kg/s) | | 1,570 | | 2,400 | |
| 6 Temperature, Inlet/Outlet (Deg C) | | 185,70 45,90 | | 30,00 89,35 | |
| 7 Weight fraction vapor, Inlet/Outlet (-) | | 0,00 0,00 | | 0,00 0,03 | |
| 8 Temperature, Average/Skin (Deg C) | | 115,80 80,71 | | 59,68 62,78 | |
| 9 Pressure, Inlet/Average (kPa) | | 1166,97 1155,97 | | 1166,97 1143,00 | |
| 10 Pressure drop, Total/Allow (kPa) | | 21,983 50,001 | | 47,942 50,001 | |
| 11 Nominal channel velocity (m/s) | | 0,28 | | 0,49 | |
| 12 Fouling resistance (m2-K/W) | | 9,993e-6 | | 9,993e-6 | |
| 13 Equivalent shear stress (kPa) | | 0,024 | | 0,058 | |
| 14 Maldistribution parameter (-) | | 0,00 | | 0,00 | |
| 15 Exchanger Performance | | | | | |
| 16 Hot film coefficient (W/m2-K) | | 15817,6 | | Actual U (W/m2-K) 6069,789 | |
| 17 Cold film coefficient (W/m2-K) | | 21054,4 | | Required U (W/m2-K) 5678,032 | |
| 18 Hot regime Sens. Liquid | | Duty | | (MegaWatts) 0,853 | |
| 19 Cold regime Boil. Liquid | | Area | | (m2) 3,598 | |
| 20 EMTD (Deg C) | | 41,8 | | Overdesign (%) 6,90 | |
| 21 Unit Geometry | | | 21 Pack Configuration | | |
| 22 Units in series/parallel (-) 1 / 1 | | | Group # 1 | | |
| 23 No. of passes, hot/cold (-) 1 / 1 | | | Plate Type 1 1 | | |
| 24 Total plates/channels (-) 17 / 16 | | | Plate Type 2 1 | | |
| 25 Flow configuration (-) Countercurrent | | | Channels 8 | | |
| 26 Inlet port locations (-) Same Side | | | Hot pass # 1 | | |
| 27 Flow path (-) Parallel | | | Cold pass # 1 | | |
| 28 Hot inlet flow direction (-) Upflow | | | Channel (Per pass) 8 | | |
| 29 Plate Geometry | | | 29 Plate Type 1 | | |
| 30 Channel width (mm) 346,71 | | | Manufacturer (-) Alfa Laval | | |
| 31 Channel spacing (mm) 2,101 | | | Plate ID (-) A10-B | | |
| 32 Equivalent diameter (mm) 3,416 | | | Chevron angle (deg) 60,00 | | |
| 33 Average plate pitch (mm) 2,701 | | | Plate Type 2 | | |
| 34 Port diameter (mm) 100,08 | | | Manufacturer (-) Alfa Laval | | |
| 35 Tightened pack length (mm) 43,81 | | | Plate ID (-) A10-B | | |
| 36 Horizontal port o-c (mm) 233,93 | | | Chevron angle (deg) 60,00 | | |
| 37 Vertical port o-c (mm) 719,08 | | | | | |
| 38 Port Velocities; m/s | | 38 Pressure Drop, % of Total | | 38 Thermal Resistance; % | |
| 39 Hot Cold | | Hot Cold | | Hot side 38,38 | |
| 40 Inlet 0,23 0,35 | | Channel 93,7 99,2 | | Cold side 28,83 | |
| 41 Outlet 0,20 1,71 | | Other 6,3 0,8 | | Fouling 12,14 | |
| | | | | Metal 20,66 | |
| 42 | | | | | |

| HTRI | | Final Results | | | | Page 4 |
|--|--|--|------------------------------------|-------------------------------------|----------------------|-------------|
| | | Released to the following HTRI Member Company: | | | | |
| | | Home | | | | |
| | | Andres | | | | |
| Xphe E Ver. 5.00 30/11/2010 11:09 SN: Friendsl | | | | | SI Units | |
| Intercambiador de placas de solución | | | | | | |
| VARS 1000 kW | | | | | | |
| Rating - Single Pass Countercurrent Flow | | | | | | |
| 1 | Process Data | | Hotside | | Coldside | |
| 2 | Fluid name | | Solución pobre en NH3 | | Solución rica en NH3 | |
| 3 | Fluid condition | | Sens. Liquid | | Boil. Liquid | |
| 4 | Total flow rate | (kg/s) | 1,570 | | 2,400 | |
| 5 | Weight fraction vapor, In/Out | (--) | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,030 |
| 6 | Temperature, In/Out | (Deg C) | 185,70 | 45,90 | 30,00 | 89,35 |
| 7 | Temperature, Average/Skin | (Deg C) | 115,80 | 80,71 | 59,68 | 62,78 |
| 8 | Skin temperature, Max/Min | (Deg C) | 178,50 | 36,79 | 124,79 | 30,42 |
| 9 | Pressure, Inlet/Outlet | (kPa) | 1166,97 | 1144,98 | 1166,97 | 1119,03 |
| 10 | Pressure drop, Total/Allowed | (kPa) | 21,983 | 50,001 | 47,942 | 50,001 |
| 11 | Port pressure drop, In/Out | (kPa) | -0,015 | 1,405 | -0,029 | 0,425 |
| 12 | Port velocity, In/Out | (m/s) | 0,23 | 0,20 | 0,35 | 1,71 |
| 13 | Nominal channel velocity | (m/s) | | 0,28 | | 0,49 |
| 14 | Average film coef. | (W/m2-K) | | 15817,6 | | 21054,4 |
| 15 | Heat transfer safety factor | (--) | | 1 | | 1 |
| 16 | Fouling resistance | (m2-K/W) | | 9,993e-6 | | 9,993e-6 |
| 17 | Fouling thickness | (mm) | | 0,000 | | 0,000 |
| 18 | Equivalent shear stress | (kPa) | | 0,024 | | 0,058 |
| 19 | Maldistribution parameter | (--) | | 0,00 | | 0,00 |
| 20 | Overall Performance Data | | | | | |
| 21 | Overall coef, Design/Clean/Actual | (W/m2-K) | 5678,032 / 6908,462 / 6069,789 | | | |
| 22 | Heat duty, Calculated/Specified | (MegaWatts) | 0,8530 / 0,8530 | | | |
| 23 | Effective mean temperature difference | (Deg C) | 44,65 * 0,935 = 41,75 | | | |
| 24 | | | | | | |
| 25 | See Runtime Message Report for Warning Messages. | | | | | |
| 26 | | | | | | |
| 27 | Unit Geometry | | | Common Plate Geometry | | |
| 28 | Total effective area | (m2) | 3,598 | | | |
| 29 | Number of units, series/parallel | (--) | 1 / 1 | Channel width | (mm) | 346,71 |
| 30 | Number of passes, hot/cold | (--) | 1 / 1 | Channel spacing | (mm) | 2,101 |
| 31 | Number of channels, total/per pass | (--) | 16 / 16 | Equivalent diameter | (mm) | 3,416 |
| 32 | Number of plates, total/effective | (--) | 17 / 15 | Average plate pitch | (mm) | 2,701 |
| 33 | Number of plate types | (--) | 1 | Port diameter | (mm) | 100,08 |
| 34 | Number of channel types | (--) | 1 | Tightened pack length | (mm) | 43,81 |
| 35 | Flow configuration, first hot channel | (--) | Countercurrent | Horizontal distance of port centers | (mm) | 233,93 |
| 36 | Flow path across plate | (--) | Parallel | Vertical distance of port centers | (mm) | 719,08 |
| 37 | Port Geometry | | Hot Inlet | Hot Outlet | Cold Inlet | Cold Outlet |
| 38 | Location (front/back) | (--) | Front | Front | Front | Front |
| 39 | Location (top/bottom) | (--) | Bottom | Top | Top | Bottom |
| 40 | Location (left/right) | (--) | Left | Left | Right | Right |
| 41 | Diameter | (mm) | 100,08 | 100,08 | 100,08 | 100,08 |
| 42 | Connection diameter | (mm) | 100,00 | 100,00 | 100,00 | 100,00 |
| 43 | Connection material | (--) | 316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni) | | | |
| 44 | | | | | | |

| HTRI | | Final Results | | Page 5 |
|--|--------------------------------|---------------|------------------------------------|------------------------------------|
| Released to the following HTRI Member Company: | | | | |
| Home | | | | |
| Andres | | | | |
| Xphe E Ver. 5.00 30/11/2010 11:09 SN: Friendsl | | | | SI Units |
| Intercambiador de placas de solución | | | | |
| VARS 1000 kW : | | | | |
| Rating - Single Pass Countercurrent Flow | | | | |
| 1 | Plate Type Geometry | | Plate Type 1 | Plate Type 2 |
| 2 | Manufacturer | (--) | Alfa Laval | Alfa Laval |
| 3 | Plate ID | (--) | A10-B | A10-B |
| 4 | Chevron angle | (deg) | 60,00 | 60,00 |
| 5 | Surface area enlargement facto | (--) | 1,23 | 1,23 |
| 6 | Plate thickness | (mm) | 0,800 | |
| 7 | Area per plate | (m2) | 0,240 | 0,240 |
| 8 | Plate material | (--) | 316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni) | 316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni) |
| 9 | Thermal conductivity | (W/m-C) | 17,63 | |
| 10 | Pack Configuration | | | |
| 11 | Group # | 1 | | |
| 12 | Plate Type 1 | 1 | | |
| 13 | Plate Type 2 | 1 | | |
| 14 | Channels | 8 | | |
| 15 | Hot pass # | 1 | | |
| 16 | Cold pass # | 1 | | |
| 17 | | | | |
| 18 | Heat Transfer Parameters | | Hotside | Coldside |
| 19 | Overall wall correction factor | (--) | 0,9573 | 1,0051 |
| 20 | Average Prandtl number | (--) | 1,80 | 2,81 |
| 21 | Reynolds number | First group | 3198 | 4925 |
| 22 | | Last group | 3198 | 4925 |
| 23 | | | | |
| 24 | Pressure Drop, % of Total | | Hotside | Coldside |
| 25 | Channel | (--) | 93,7 | 99,2 |
| 26 | Other | (--) | 6,3 | 0,8 |
| 27 | | | | |
| 28 | Thermal Resistance, % | | | |
| 29 | Hotside | Coldside | Fouling | Plate |
| 30 | 38,37 | 28,83 | 12,14 | 20,68 |
| 31 | | | | Over design |
| 32 | | | | 6,90 |
| 33 | | | | |
| 34 | | | | |
| 35 | | | | |
| 36 | | | | |
| 37 | | | | |
| 38 | | | | |
| 39 | | | | |
| 40 | | | | |
| 41 | | | | |
| 42 | | | | |
| 43 | | | | |
| 44 | | | | |

ANEXO 6

Resultados del diseño del intercambiador de placas de subenfriamiento. Para información más detallada, consultar el formato digital de este documento (63 páginas)

| HTRI | | Output Summary | | | | Page 1 |
|--|--|--|-----------------------------|-----------------------------|----------|--------|
| | | Released to the following HTRI Member Company: | | | | |
| | | Home | | | | |
| | | Andres | | | | |
| Xphe E Ver. 5.00 01/12/2010 0:20 SN: FriendsI | | | | | SI Units | |
| Intercambiador de placas subenfriador de condensados | | | | | | |
| VARS 1000 kW | | | | | | |
| Rating - Single Pass Countercurrent Flow | | | | | | |
| 1 No Data Check Messages. | | | | | | |
| 2 See Runtime Message Report for Warning Messages. | | | | | | |
| 3 Process Conditions | | Hotside | | Coldside | | |
| 4 Fluid name | | NH3/H2O liquido | | NH3/H2O vapor | | |
| 5 Flow rate (kg/s) | | 0,830 | | 0,830 | | |
| 6 Temperature, Inlet/Outlet (Deg C) | | 30,00 8,16 | | -25,00 20,14 | | |
| 7 Weight fraction vapor, Inlet/Outlet (-) | | 0,00 0,00 | | 1,00 1,00 | | |
| 8 Temperature, Average/Skin (Deg C) | | 19,08 17,15 | | -2,43 11,68 | | |
| 9 Pressure, Inlet/Average (kPa) | | 1166,98 1166,91 | | 146,642 126,011 | | |
| 10 Pressure drop, Total/Allow (kPa) | | 0,129 50,001 | | 41,262 50,001 | | |
| 11 Nominal channel velocity (m/s) | | 5,794e-2 | | 31,31 | | |
| 12 Fouling resistance (m2-K/W) | | 1,760e-4 | | 1,760e-4 | | |
| 13 Equivalent shear stress (kPa) | | 2,881e-4 | | 0,090 | | |
| 14 Maldistribution parameter (-) | | 0,05 | | 0,08 | | |
| 15 Exchanger Performance | | | | | | |
| 16 Hot film coefficient (W/m2-K) | | 2564,37 | | Actual U (W/m2-K) 597,323 | | |
| 17 Cold film coefficient (W/m2-K) | | 1121,27 | | Required U (W/m2-K) 575,864 | | |
| 18 Hot regime Sens. Liquid | | | | Duty (MegaWatts) 0,086 | | |
| 19 Cold regime Sens. Gas | | | | Area (m2) 7,997 | | |
| 20 EMTD (Deg C) | | 18,6 | | Overdesign (%) 3,73 | | |
| 21 Unit Geometry | | | 21 Pack Configuration | | | |
| 22 Units in series/parallel (-) 1 / 1 | | | Group # 1 | | | |
| 23 No. of passes, hot/cold (-) 1 / 1 | | | Plate Type 1 1 | | | |
| 24 Total plates/channels (-) 27 / 26 | | | Plate Type 2 1 | | | |
| 25 Flow configuration (-) Countercurrent | | | Channels 13 | | | |
| 26 Inlet port locations (-) Same Side | | | Hot pass # 1 | | | |
| 27 Flow path (-) Parallel | | | Cold pass # 1 | | | |
| 28 Hot inlet flow direction (-) Upflow | | | Channel (Per pass) 13 | | | |
| 29 Plate Geometry | | | 29 Plate Type 1 | | | |
| 30 Channel width (mm) 362,71 | | | Manufacturer (-) Alfa Laval | | | |
| 31 Channel spacing (mm) 5,001 | | | Plate ID (-) P32 | | | |
| 32 Equivalent diameter (mm) 8,774 | | | Chevron angle (deg) 45,00 | | | |
| 33 Average plate pitch (mm) 5,601 | | | | | | |
| 34 Port diameter (mm) 119,89 | | | Plate Type 2 | | | |
| 35 Tightened pack length (mm) 146,23 | | | Manufacturer (-) Alfa Laval | | | |
| 36 Horizontal port c-c (mm) 230,12 | | | Plate ID (-) P32 | | | |
| 37 Vertical port c-c (mm) 944,88 | | | Chevron angle (deg) 45,00 | | | |
| 38 Port Velocities; m/s | | 38 Pressure Drop, % of Total | | 38 Thermal Resistance; % | | |
| 39 Hot Cold | | Hot Cold | | Hot side 23,29 | | |
| 40 Inlet 0,12 58,76 | | Channel 95,2 92,6 | | Cold side 53,27 | | |
| 41 Outlet 0,12 70,36 | | Other 4,8 7,4 | | Fouling 21,04 | | |
| | | | | Metal 2,40 | | |
| 42 | | | | | | |

| HTRI | | Final Results | | | | Page 4 |
|--|--|--|------------------------------------|-----------------------|---------------|---|
| | | Released to the following HTRI Member Company: | | | | |
| | | Home | | | | |
| | | Andres | | | | |
| Xphe E Ver. 5.00 01/12/2010 0:20 SN: FriendsI | | | | | SI Units | |
| Intercambiador de placas subenfriador de condensados | | | | | | |
| VARS 1000 kW | | | | | | |
| Rating - Single Pass Countercurrent Flow | | | | | | |
| 1 | Process Data | | Hotside | | Coldside | |
| 2 | Fluid name | | NH3/H2O liquido | | NH3/H2O vapor | |
| 3 | Fluid condition | | Sens. Liquid | | Sens. Gas | |
| 4 | Total flow rate | (kg/s) | 0,830 | | 0,830 | |
| 5 | Weight fraction vapor, In/Out | (--) | 0,000 | 0,000 | 1,000 | 1,000 |
| 6 | Temperature, In/Out | (Deg C) | 30,00 | 8,16 | -25,00 | 20,14 |
| 7 | Temperature, Average/Skin | (Deg C) | 19,08 | 17,15 | -2,43 | 11,68 |
| 8 | Skin temperature, Max/Min | (Deg C) | 29,75 | -0,97 | 25,81 | -23,16 |
| 9 | Pressure, Inlet/Outlet | (kPa) | 1166,98 | 1166,85 | 146,642 | 105,380 |
| 10 | Pressure drop, Total/Allowed | (kPa) | 0,129 | 50,001 | 41,262 | 50,001 |
| 11 | Port pressure drop, In/Out | (kPa) | -3,09e-3 | 9,185e-3 | -1,145 | 4,216 |
| 12 | Port velocity, In/Out | (m/s) | 0,12 | 0,12 | 58,76 | 70,36 |
| 13 | Nominal channel velocity | (m/s) | | 5,794e-2 | | 31,31 |
| 14 | Average film coef. | (W/m2-K) | | 2564,37 | | 1121,27 |
| 15 | Heat transfer safety factor | (--) | | 1 | | 1 |
| 16 | Fouling resistance | (m2-K/W) | | 1,760e-4 | | 1,760e-4 |
| 17 | Fouling thickness | (mm) | | 0,000 | | 0,000 |
| 18 | Equivalent shear stress | (kPa) | | 2,881e-4 | | 0,090 |
| 19 | Maldistribution parameter | (--) | | 0,05 | | 0,08 |
| 20 | Overall Performance Data | | | | | |
| 21 | Overall coef, Design/Clean/Actual | (W/m2-K) | 575,864 / 756,481 / 597,323 | | | |
| 22 | Heat duty, Calculated/Specified | (MegaWatts) | 0,0858 / 0,0858 | | | |
| 23 | Effective mean temperature difference | (Deg C) | 19,21 * 0,970 = 18,63 | | | |
| 24 | | | | | | |
| 25 | See Runtime Message Report for Warning Messages. | | | | | |
| 26 | | | | | | |
| 27 | Unit Geometry | | | Common Plate Geometry | | |
| 28 | Total effective area | (m2) | 7,997 | | | |
| 29 | Number of units, series/parallel | (--) | 1 / 1 | | | Channel width (mm) 362,71 |
| 30 | Number of passes, hot/cold | (--) | 1 / 1 | | | Channel spacing (mm) 5,001 |
| 31 | Number of channels, total/per pass | (--) | 26 / 26 | | | Equivalent diameter (mm) 8,774 |
| 32 | Number of plates, total/effective | (--) | 27 / 25 | | | Average plate pitch (mm) 5,601 |
| 33 | Number of plate types | (--) | 1 | | | Port diameter (mm) 119,89 |
| 34 | Number of channel types | (--) | 1 | | | Tightened pack length (mm) 146,23 |
| 35 | Flow configuration, first hot channel | (--) | Countercurrent | | | Horizontal distance of port centers (mm) 230,12 |
| 36 | Flow path across plate | (--) | Parallel | | | Vertical distance of port centers (mm) 944,88 |
| 37 | Port Geometry | | Hot Inlet | Hot Outlet | Cold Inlet | Cold Outlet |
| 38 | Location (front/back) | (--) | Front | Front | Front | Front |
| 39 | Location (top/bottom) | (--) | Bottom | Top | Top | Bottom |
| 40 | Location (left/right) | (--) | Left | Left | Right | Right |
| 41 | Diameter | (mm) | 119,89 | 119,89 | 119,89 | 119,89 |
| 42 | Connection diameter | (mm) | 100,00 | 100,00 | 100,00 | 100,00 |
| 43 | Connection material | (--) | 316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni) | | | |
| 44 | | | | | | |

| HTRI | | Final Results | | Page 5 |
|--|----------------------------------|--|------------------------------------|------------------------------------|
| | | Released to the following HTRI Member Company: Home Andres | | |
| Xphe E Ver. 5.00 01/12/2010 0:20 SN: Friends! | | | | SI Units |
| Intercambiador de placas subenfriador de condensados VARS 1000 kW : Rating - Single Pass Countercurrent Flow | | | | |
| 1 | Plate Type Geometry | | Plate Type 1 | Plate Type 2 |
| 2 | Manufacturer | (--) | Alfa Laval | Alfa Laval |
| 3 | Plate ID | (--) | P32 | P32 |
| 4 | Chevron angle | (deg) | 45,00 | 45,00 |
| 5 | Surface area enlargement facto | (--) | 1,14 | 1,14 |
| 6 | Plate thickness | (mm) | 0,600 | |
| 7 | Area per plate | (m2) | 0,320 | 0,320 |
| 8 | Plate material | (--) | 316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni) | 316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni) |
| 9 | Thermal conductivity | (W/m-C) | 14,96 | |
| 10 | Pack Configuration | | | |
| 11 | Group # | 1 | | |
| 12 | Plate Type 1 | 1 | | |
| 13 | Plate Type 2 | 1 | | |
| 14 | Channels | 13 | | |
| 15 | Hot pass # | 1 | | |
| 16 | Cold pass # | 1 | | |
| 17 | | | | |
| 18 | Heat Transfer Parameters | | Hotside | Coldside |
| 19 | Overall wall correction factor | (--) | 0,9941 | 1,7233 |
| 20 | Average Prandtl number | (--) | 1,41 | 1,00 |
| 21 | Reynolds number | First group | (--) | 2061 |
| 22 | | Last group | (--) | 2061 |
| 23 | | | | |
| 24 | Pressure Drop, % of Total | | Hotside | Coldside |
| 25 | Channel | (--) | 95,2 | 92,6 |
| 26 | Other | (--) | 4,8 | 7,4 |
| 27 | | | | |
| 28 | Thermal Resistance: % | | | |
| 29 | Hotside | Coldside | Fouling | Plate |
| 30 | 23,29 | 53,27 | 21,04 | 2,40 |
| 31 | | | | Over design |
| 32 | | | | 3,73 |
| 33 | | | | |
| 34 | | | | |
| 35 | | | | |
| 36 | | | | |
| 37 | | | | |
| 38 | | | | |
| 39 | | | | |
| 40 | | | | |
| 41 | | | | |
| 42 | | | | |
| 43 | | | | |
| 44 | | | | |