

**ESTUDIO DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA EN EL SUMINISTRO DE
AGUA HELADA PARA LA PLANTA DE PRODUCCIÓN DE FRIESLAND
DE COLOMBIA S.A.**

JESÚS MAURICIO GONZÁLEZ MARTÍNEZ

**UNIVERSIDAD DEL CAUCA
FACULTAD DE CIENCIAS NATURALES, EXACTAS Y DE LA
EDUCACIÓN
PROGRAMA DE INGENIERIA FÍSICA
POPAYÁN
2009**

**ESTUDIO DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA EN EL SUMINISTRO DE
AGUA HELADA PARA LA PLANTA DE PRODUCCIÓN DE FRIESLAND
DE COLOMBIA S.A.**

JESÚS MAURICIO GONZÁLEZ MARTÍNEZ

**Trabajo de grado para optar al título de
Ingeniero Físico**

Director

M.Sc. LUIS FERNANDO ECHERVERRI

**UNIVERSIDAD DEL CAUCA
FACULTAD DE CIENCIAS NATURALES, EXACTAS Y DE LA
EDUCACIÓN
PROGRAMA DE INGENIERIA FÍSICA
POPAYÁN
2009**

Nota de Aceptación:

Director

M.Sc. Luís Fernando Echeverri

Jurado

Dra. Sonia Gaona Jurado

Jurado

M.Sc. Jorge W. Coronel García

Fecha de Sustentación: Popayán, Febrero 19 de 2009

CONTENIDO

| | Pág. |
|--|-------------|
| Introducción | 1 |
| 1. Generalidades del Suministro de Agua Helada | 3 |
| 1.1 Producción de Leche | 3 |
| 1.1.1 Enfriamiento | 4 |
| 1.1.2 Pasteurización | 5 |
| 1.1.3 Termización | 6 |
| 1.1.4 Tratamiento UHT | 7 |
| 1.2 Esquemas Tridimensionales del Sistema de Refrigeración y del Suministro de Agua Helada en la Planta de Producción de Friesland de Colombia S.A. | 7 |
| 1.3 Descripción Básica del Sistema de Refrigeración | 11 |
| 1.3.1 Refrigeración | 11 |
| 1.3.2 Sistema de Refrigeración por Compresión de Vapor | 12 |
| 1.3.3 El Sistema de Refrigeración de Friesland de Colombia S.A. | 14 |
| 1.4 El Suministro de Agua Helada en la Planta de Producción | 15 |
| 2. Características de los Sistemas de Refrigeración de Friesland de Colombia S.A. | 20 |
| 2.1 Sistema de Refrigeración Principal | 20 |
| 2.1.1 Refrigerante | 22 |
| 2.1.2 Termodinámica del Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor | 23 |
| 2.1.3 Compresor | 30 |
| 2.1.4 Condensador | 37 |
| 2.1.5 Control de Flujo del Refrigerante | 43 |
| 2.1.6 Evaporador | 46 |
| 2.2 Sistema de Refrigeración Secundario | 51 |
| 2.2.1 Refrigerante | 52 |
| 2.2.2 Reemplazo del Refrigerante R-12 | 53 |

| | | |
|-----------|---|------------|
| 2.2.3 | Compresor..... | 55 |
| 2.2.4 | Condensador..... | 56 |
| 2.2.5 | Evaporador | 57 |
| 2.3 | Sistema de Refrigeración Auxiliar | 58 |
| 2.3.1 | Refrigerante | 59 |
| 2.3.2 | Termodinámica del Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor | 59 |
| 2.3.3 | Compresor | 64 |
| 2.3.4 | Condensador | 68 |
| 2.3.5 | Control de Flujo del Refrigerante | 72 |
| 2.3.6 | Evaporador | 73 |
| 3. | Suministro de Agua Helada | 76 |
| 3.1 | Refrigerante Secundario | 76 |
| 3.2 | Consumo de Agua Helada | 77 |
| 3.2.1 | Zona de Pasteurización | 78 |
| 3.2.2 | Zona de Recepción | 81 |
| 3.2.3 | Zona de UHT | 82 |
| 3.3 | Carga de Enfriamiento | 82 |
| 3.3.1 | Carga de Enfriamiento de la Leche | 84 |
| 3.3.2 | Tiempo de Funcionamiento del Equipo | 87 |
| 4. | Análisis de Resultados, Eficiencia y Conclusiones | 89 |
| 4.1 | Sistema de Refrigeración Principal | 89 |
| 4.2 | Sistema de Refrigeración Auxiliar | 92 |
| 4.3 | Suministro de Agua Helada | 94 |
| | Conclusiones | 97 |
| | Recomendaciones | 98 |
| | Referencias | 99 |
| | Bibliografía | 100 |

| | |
|---|-----|
| Anexo A | |
| Características relevantes del amoniaco | 102 |
| Anexo B | |
| Propiedades del líquido y vapor saturado del amoniaco | 103 |
| Anexo C | |
| Diagrama de presión – entalpía para el amoniaco | 106 |
| Anexo D | |
| Determinación del flujo de la línea de suministro B | 107 |
| Anexo D | |
| Unidades y Factores de Conversión | 109 |

LISTA DE FIGURAS

| | Pág. |
|--|-------------|
| Figura 1.1. Velocidad de desarrollo de bacterias a distintas temperaturas en la leche cruda. | 5 |
| Figura 1.2. Visualización tridimensional de las líneas de suministro y retorno de agua helada en la planta de Friesland de Colombia S.A al ser rotada bajo la plataforma de Solid Edge V11. a) Visualización Norte b) Visualización Sur. | 8 |
| Figura 1.3. Visualización tridimensional de las líneas de suministro y retorno de agua helada en la planta de Friesland de Colombia S.A, ocultando las paredes de los cuartos. | 9 |
| Figura 1.4. Vistas de las líneas de suministro y retorno de agua helada en la planta de producción de Friesland de Colombia S.A. a) Superior b) Frontal c) Lateral. | 10 |
| Figura 1.5. Plano superior de las líneas de suministro y retorno de agua helada en la planta de producción de Friesland de Colombia S.A. | 11 |
| Figura 1.6. Disposición básica de un sistema de refrigeración por compresión de vapor. | 13 |
| Figura 1.7. Interconexión de los evaporadores de los sistemas de refrigeración principal, secundario y auxiliar - “Chiller”. | 16 |
| Figura 1.8. Esquema simplificado de la interconexión de los evaporadores de los sistemas de refrigeración principal, secundario y auxiliar - “Chiller”. | 17 |
| Figura 1.9. Esquema simplificado de las líneas de suministro y retorno de agua helada, y su distribución en los elementos que la consumen. | 17 |
| Figura 1.10. Líneas de suministro y retorno de agua helada, y su distribución en los elementos que la consumen. | 17 |
| Figura 2.1. Sistema de refrigeración principal (R-717). | 21 |

| | |
|--|----|
| Figura 2.2. Diagrama de Presión-Entalpía para el amoniaco en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor para el sistema principal. | 25 |
| Figura 2.3. Fotografías del compresor Sabroe modelo SMC 106 S de 60 hp que opera en el sistema de refrigeración principal. | 31 |
| Figura 2.4. Efecto de la relación de compresión sobre la eficiencia volumétrica en un compresor de halocarburos. | 36 |
| Figura 2.5. Esquema básico del condensador evaporativo. | 38 |
| Figura 2.6. Sistema de refrigeración secundario (R-12). | 52 |
| Figura 2.7. Curvas de presión-temperatura del punto de ebullición de los refrigerantes R-12 y R134a. | 55 |
| Figura 2.8. Fotografía de los compresores Dunham-Bush modelo E-208 DCN de 25 hp que operan en el sistema de refrigeración secundario. | 56 |
| Figura 2.9. Fotografía de los condensadores del sistema de refrigeración secundario. | 57 |
| Figura 2.10. Sistema de refrigeración auxiliar - “Chiller” (R-717). | 58 |
| Figura 2.11. Diagrama de Presión-Entalpía para el amoniaco en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor para el sistema auxiliar. | 61 |
| Figura 2.12. Fotografía de los compresores Vilter modelo 452XL de 30 hp que operan en el sistema de refrigeración auxiliar. | 65 |
| Figura 2.13. Evaporador del sistema de refrigeración auxiliar. | 73 |
| Figura 3.1. Vista superior de las zonas donde se concentra el consumo de agua helada en la planta de producción de Friesland de Colombia S.A. | 78 |
| Figura 3.2. Valores promedios mensuales de litros de leche enfriada y horas de trabajo del sistema de refrigeración principal en la planta de producción de Friesland de Colombia S.A. | 83 |
| Figura 4.1. Fotografía de las incrustaciones que se forman en el de un condensador evaporativo. | 91 |

LISTA DE TABLAS

| | Pág. |
|---|-------------|
| Tabla 2.1. Presiones y temperaturas de succión y de descarga obtenidas en el compresor Sabroe de 60 hp que opera el sistema de refrigeración principal. | 24 |
| Tabla 2.2. Presiones manométricas y absolutas de evaporación y de condensación, y sus correspondientes temperaturas en estado saturado. | 24 |
| Tabla 2.3. Datos Técnicos del compresor Sabroe modelo SMC 106 S de 60 hp. | 31 |
| Tabla 2.4. Temperaturas obtenidas en operación de los condensadores. | 41 |
| Tabla 2.5. Datos técnicos del condensador Baltimore Aircoil modelo VXC-25. | 41 |
| Tabla 2.6. Datos de la tubería del serpentín proporcionados por el fabricante. | 49 |
| Tabla 2.8. Temperaturas obtenidas del evaporador en operación. | 49 |
| Tabla 2.7. Conductividades térmicas y espesor estimado de las sustancias que intervienen en el coeficiente de transferencia de calor total. | 50 |
| Tabla 2.9. Guía de aplicaciones de algunos refrigerantes sustitutos disponibles. | 54 |
| Tabla 2.10. Propiedades físicas que afectan el rendimiento del sistema de refrigeración de los refrigerantes R-12 y R134a, a 1 atm de presión. | 54 |
| Tabla 2.11. Presiones y temperaturas de succión y de descarga obtenidas en los compresores Vilter de 30 hp que operan el sistema de refrigeración auxiliar. | 59 |
| Tabla 2.12. Presiones manométricas y absolutas de evaporación y de condensación, y sus correspondientes temperaturas en estado saturado. | 60 |

| | |
|--|----|
| Tabla 2.13. Datos Técnicos del compresor Vilter modelo 452XL de 30 hp. | 64 |
| Tabla 2.14. Datos técnicos del condensador Vilter modelo VSC-38. | 70 |
| Tabla 2.15. Datos del agua y el aire en operación del condensador Vilter. | 70 |
| Tabla 3.1. Datos Técnicos del Pasteurizador Chester-Jensen. | 79 |
| Tabla 3.2. Valores mínimo y máximo en el año 2006 de leche enfriada por día. | 84 |
| Tabla 4.1. Factores de rechazo de calor para compresores abiertos. | 91 |
| Tabla 4.2. Consumos energéticos de agua helada en cada zona de la planta de producción. | 94 |

GLOSARIO

Acumulador. Tanque de almacenamiento que recibe el refrigerante líquido procedente del evaporador, y que impide que fluya a la línea de succión (conocido también como trampa de succión).

Aislamiento Térmico. Material que se utiliza para reducir el flujo de calor.

Arrastre. Nombre con el que se conoce en la industria de la refrigeración al agua no evaporada que es transportada por el aire en un condensador evaporativo.

Banco de Hielo. Término utilizado para referirse al depósito donde se reúne el agua enfriada por los sistemas de refrigeración y se suministra a la planta de producción de Friesland de Colombia S.A.

Calidad. Porcentaje de vapor, en una mezcla de líquido – vapor.

Capacidad de Refrigeración. Cantidad de calor removida por el sistema de refrigeración, del medio o del espacio que se desea enfriar.

Carga de Enfriamiento o de Refrigeración. Cantidad de calor que se remueve del producto para llevarlo a la temperatura deseada.

Carrera del Pistón. Desplazamiento o recorrido lineal que hace el pistón en ascenso, al comprimir un gas.

Compresor. Máquina que eleva la presión de un gas.

Compresor Abierto. Compresor equipado con un eje que se extiende por fuera de la carcasa, para ser accionado por un motor externo.

Condensador. Intercambiador de calor en el cual el gas refrigerante, a una presión elevada, se condensa como consecuencia de la transferencia de calor a un medio de externo como el agua y/o el aire.

Condensador Evaporativo. Condensador que combina el efecto de enfriamiento del agua que se evapora y el aire que circula.

Dispositivo de Control de Flujo. Dispositivo que controla el paso de refrigerante al evaporador, y provoca el descenso de presión entre los lados de alta y de baja.

Estado Saturado. Condición de una sustancia a la cual puede hervir o condensarse.

Evaporador. Cambiador de calor, en el cual el refrigerante se evapora al absorber el calor del medio que se desea enfriar.

Gas de Vaporización Súbita. Porción del refrigerante que se vaporiza súbitamente, cuando reduce su presión al pasar a través del dispositivo de control de flujo.

Incrustación. Presencia de materias extrañas alrededor de las tuberías de los evaporadores y de los condensadores especialmente.

Lado de Alta. Parte del sistema de refrigeración que se encuentra a alta presión.

Lado de Baja. Parte del sistema de refrigeración que se encuentra a baja presión.

Línea de Condensado. Tubería que lleva el refrigerante del condensador al tanque recibidor de líquido.

Línea de Descarga. Tubería que lleva el refrigerante del compresor al condensador.

Línea de Líquido. Tubería que lleva el refrigerante del tanque recibidor de líquido al evaporador.

Línea de Succión. Tubería que lleva el refrigerante del evaporador al compresor.

Manómetro. Instrumento utilizado para medir la presión de un fluido.

Ozono. Estado alotrópico del oxígeno que tiene tres átomos en cada molécula (O_3). La capa de ozono describe la presencia de estas moléculas en la estratosfera y actúa como filtro de la radiación ultravioleta nociva (UV-B) que produce un impacto severo sobre la salud de los seres humanos y el medio ambiente.

Purga. Remoción de las impurezas, generalmente gases no condensables, de un sistema de refrigeración.

Presión Absoluta. Presión medida por encima del vacío absoluto. Se considera como la suma de las presiones atmosféricas y manométricas.

Presión Manométrica. Presión medida por encima de la presión atmosférica.

Presión de Vacío. Presión medida por debajo de la presión atmosférica.

Proceso adiabático. Proceso termodinámico en el cual ni se suministra, ni se remueve calor al sistema.

Refrigeración. Remoción de calor (enfriamiento) de una sustancia, para llevarla o mantenerla a una temperatura relativamente baja.

Refrigerante. Fluido que se utiliza para producir un efecto de enfriamiento.

Refrigerante Primario. Fluido de trabajo en la refrigeración mecánica, utilizado para producir enfriamiento, generalmente por evaporación.

Refrigerante Secundario. Fluido enfriado por un refrigerante primario, para luego utilizarse en enfriar un espacio o producto final. El refrigerante secundario más usado es el agua.

Serpentín. Arreglo tubular, conformado por un solo ducto doblado sucesivamente y por el cual circula un fluido.

Sobrecalentamiento. Aumento en la temperatura, por encima del punto de ebullición de un gas o estado saturado.

Subenfriamiento. Enfriamiento de un líquido por debajo de su temperatura de condensación o estado saturado.

Suministro de Agua Helada. Nombre con el que se conoce el agua a baja de temperatura que actúa como refrigerante secundario y se encarga de enfriar la leche en los intercambiadores de calor que lo requieren en la planta de producción de Friesland de Colombia S.A.

Tanque Recibidor. Tanque que almacena el refrigerante en estado líquido después de pasar por el condensador.

Temperatura. Magnitud proporcional a la energía cinética promedio de las moléculas que constituyen un cuerpo.

Tonelada Refrigeración. Unidad que mide la cantidad de energía térmica, usada comúnmente en la industria de la refrigeración. Esta unidad equivale a 12000 Btu/h, cantidad que representa el calor absorbido por una tonelada de hielo al fundirse en un periodo de 24 horas.

Unidad Térmica Británica (Btu). Unidad de energía que se utiliza en el sistema inglés y se define como el calor necesario para elevar en un grado Fahrenheit la temperatura de una libra de agua a 60°F.

Válvula de Flotador. Válvula que controla el nivel de un líquido. En refrigeración, esta válvula se utiliza como un dispositivo de control de flujo.

Volumen Específico. Volumen por unidad de masa de una sustancia.

Introducción

Friesland de Colombia S.A. es una empresa ubicada en Popayán que se dedica al procesamiento de la leche y de algunos de sus derivados, siendo la leche pasteurizada y ultrapasteurizada (UHT) sus principales productos.

En Colombia, como en muchos países, la producción de leche y sus derivados se encuentra vigilada y reglamentada por el Estado, debido a los grandes riesgos que trae para la salud pública una manipulación, tratamiento y comercialización inadecuada de la leche. Por lo tanto, los estamentos del gobierno involucrados con esta actividad, deben establecer requisitos y parámetros que permitan garantizar la protección de la salud de los consumidores.

En el Decreto Número 616, expedido por el Ministerio de la Protección Social el 28 de Febrero de 2006, se establece el reglamento técnico a través del cual se señalan los requisitos para la producción de leche, desde el ordeño hasta los tratamientos térmicos que realizan plantas de producción como Friesland de Colombia S.A., y que se encuentran directamente relacionados con el suministro de agua helada que utiliza esta planta [1].

Específicamente, en el capítulo I del título II de este decreto, se establecen todas las definiciones concernientes con la producción de leche, entre otras, la leche pasteurizada, termizada y UHT. Mientras que en el capítulo III de este título, se encuentran los parámetros que establecen un enfriamiento adecuado de la leche cruda y procesada.

Además, en el capítulo VI del título II del mismo decreto, se reglamentan las plantas de procesamiento de leche, en especial en el artículo 24 se hace mención del equipo mínimo para la recepción de la leche, donde se resalta un equipo de enfriamiento como lo dispone Friesland de Colombia S.A. en su planta de producción. De acuerdo con esto, la leche debe enfriarse de manera previa a cualquier proceso de higienización, lo que hace del intercambiador de calor a placas ubicado en la zona de recepción, un elemento relevante dentro del estudio de consumos de agua helada.

La realización de este trabajo surgió ante el cuestionamiento del departamento de mantenimiento de la planta de procesamiento de productos lácteos, Friesland de Colombia S.A., sobre el funcionamiento eficiente del suministro de agua helada.

Para responder a este cuestionamiento fue necesario estudiar los sistemas de refrigeración que operan en la planta, encargados de enfriar el agua, para que esta actúe como refrigerante secundario en el intercambio calórico necesario para enfriar la leche, y las condiciones de la red de distribución del suministro de agua helada en las diferentes zonas de producción.

Para tener una visión amplia del problema e identificar los elementos que intervienen en el suministro de agua helada, se realizaron esquemas tridimensionales de la red de distribución del suministro y de cada uno de los sistemas de refrigeración presentes, bajo la plataforma de diseño Solid Edge V11., siendo una de las principales generalidades que se mencionan en el primer capítulo. Estos esquemas, se presentan en el CD anexo y son de gran utilidad para la comprensión de la red de tuberías y para obtener distancias entre equipos, paredes y longitudes de tuberías que se puedan requerir a futuro.

Fue necesario identificar los procesos o tratamientos térmicos que se realizan a la leche, donde se involucra el suministro de agua helada, con especial atención en los parámetros de temperatura que rigen cada uno de estos procedimientos. Esto con el fin de determinar la carga de enfriamiento que requiere la leche y así conocer los requerimientos mínimos que debe cumplir el agua helada este suministro como refrigerante secundario.

Por otro lado, se estudiaron las condiciones actuales de los sistemas de refrigeración, para determinar si su funcionamiento era o no eficiente. En especial, determinar si la capacidad de enfriamiento que produce cada sistema de refrigeración es suficiente, y eficiente, al relacionarse con las cargas de enfriamiento que necesita la planta de producción de Friesland de Colombia S.A.

Capítulo 1

Generalidades del Suministro de Agua Helada

En este capítulo se contextualiza el rol que cumple el suministro de agua helada como elemento indispensable en la producción de leche a nivel industrial, con especial atención en la obtención de dicho suministro a partir de un sistema de refrigeración y su distribución específica en la planta de producción de Friesland de Colombia S.A. También se identifican y estudian reglamentaciones vigentes de la ley colombiana que determinan los parámetros involucrados en la producción de leche y las restricciones para algunos refrigerantes que hacen parte del sistema de refrigeración.

1.1 La Producción de Leche

La producción de leche se conoce desde hace más de 6.000 años cuando el hombre comenzó a domesticar animales, principalmente aquellos que pudieran satisfacer sus necesidades de leche, carne y vestido. Entre estos animales, se eligieron los herbívoros debido a que eran menos peligrosos, más fáciles de manejar y además, no competían directamente con la alimentación del hombre, contrario a lo que sucedía con los animales carnívoros [2].

Los animales herbívoros que se utilizaron para la producción de leche fueron todos los rumiantes (a excepción de la yegua y el asno), siendo la vaca, el animal productor de leche más extendido en todo el mundo, ya que se encuentra en todos los continentes y prácticamente en todos los países. Sin embargo, no se pueden desconocer otras clases de animales productores de leche como la oveja, la cabra o el búfalo, de las cuales se puede obtener un alto valor nutritivo y son usadas por algunas poblaciones por razones climáticas, económicas y/o culturales principalmente. Por ejemplo, la oveja tiene una importancia excepcional entre los

animales domésticos productores de leche y carne, por ser la especie más numerosa, especialmente en los países mediterráneos y en extensas áreas de África y Asia.

La leche se ha convertido en un elemento esencial de cualquier régimen alimenticio por ser una fuente de proteínas animales y otros constituyentes de alto valor nutritivo. Como consecuencia de este hecho, el hombre ha visto la necesidad de mejorar la producción de leche (en calidad y cantidad) aplicando técnicas tan conocidas a nivel industrial como la crianza selectiva y el tratamiento térmico del producto entre otros.

El tratamiento térmico es una técnica indispensable en la producción de leche de calidad debido a que permite controlar y eliminar todo tipo de microorganismos perjudiciales para la salud del hombre. La leche, por sus características, es un medio propicio para la reproducción de microorganismos y por lo tanto es una fuente de infecciones, por lo que se hizo necesario involucrar procesos de enfriamiento y de calentamiento que permitieran combatir eficazmente los microorganismos sin alterar sustancialmente la composición, el sabor y el valor nutritivo de la leche.

En la planta de producción de Friesland de Colombia S.A. se realizan todos los tratamientos térmicos necesarios para obtener leche apta para el consumo humano, bajo los parámetros que se encuentran reglamentados en el Decreto 616 de 2006 expedido por el Ministerio de la Protección Social.

Los tratamientos térmicos que se realizan sobre la leche en la planta de producción y que están relacionados directamente con el suministro de agua helada se describen a continuación.

1.1.1 Enfriamiento

La leche recién ordeñada de una vaca sana está prácticamente libre de bacterias, solo en los agentes externos a la ubre se encuentran los microorganismos que son capaces de deteriorar la leche. Estos contaminantes pueden ser controlados manteniendo una higiene adecuada durante el ordeño y realizando un buen filtrado a la leche. Sin embargo, estas precauciones no son suficientes para excluir completamente la presencia de bacterias.

Como ya se mencionó, la leche es un excelente medio de cultivo para las bacterias. Su alto contenido de nutrientes y su temperatura de 37° C (a la que abandona la ubre), son condiciones propicias para que los microorganismos se desarrollen y multipliquen con mayor rapidez. Para evitar la multiplicación de las bacterias es necesario enfriar la leche alrededor de 4° C tan pronto como sea ordeñada, ya que a esta temperatura el nivel de actividad de los microorganismos es muy bajo, como se observa en la figura 1.1 [2].

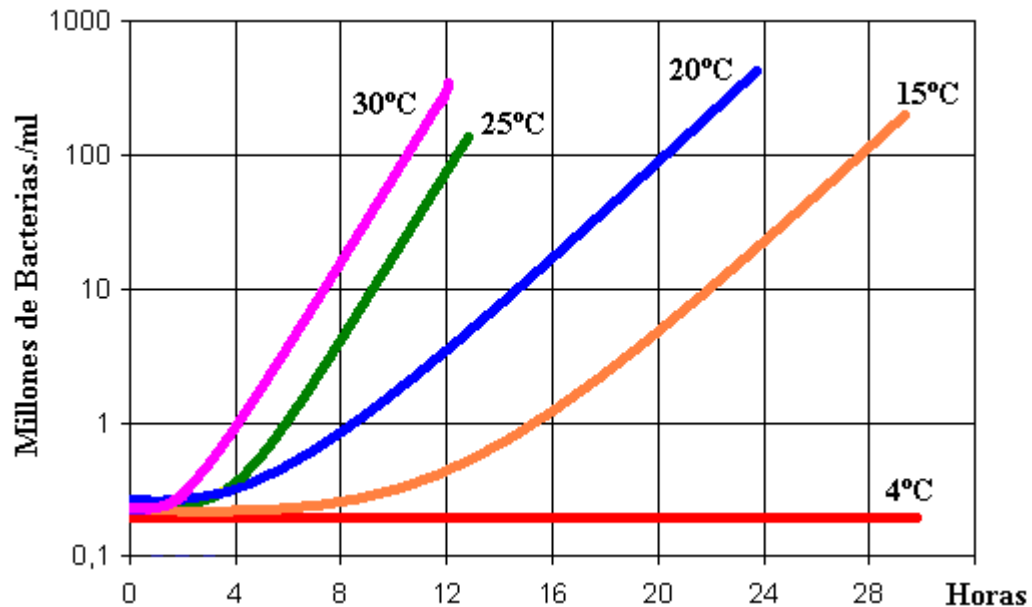


Figura 1.1. Velocidad de desarrollo de bacterias a distintas temperaturas en la leche cruda.

Fuente: BYLUND, Gösta. Manual de Industrias Lácteas. TETRA PAK PROCESSING AB, 2003. p 77

Es muy importante mantener la temperatura de la leche por debajo de los 4° C durante todo el tiempo, ya que si la temperatura se eleva en algún punto de su transporte hasta llegar a la planta o en su almacenamiento, los microorganismos presentes en la leche comenzarán a multiplicarse otra vez. Solo un nuevo enfriamiento de la leche detendrá esta multiplicación, pero con la consecuencia de un número mayor de bacterias, lo que afectará negativamente la calidad de la leche.

En la planta de producción de Friesland de Colombia S.A. hay dispuestos intercambiadores de calor a placas para cada uno de los tratamientos térmicos que requieren el enfriamiento de la leche. Como se estudiará más adelante, el suministro de agua helada llega a estos intercambiadores y es el encargado de llevar la leche a una temperatura de 4° C, ya sea para su almacenamiento o como una etapa previa al empacado del producto.

1.1.2 Pasteurización

La pasteurización, a veces denominada pasterización, es el tratamiento térmico que se le realiza a la leche para reducir los agentes patógenos que esta pueda contener. Este proceso recibe el nombre en honor a su descubridor, el científico francés Louis Pasteur, quien a mediados del siglo XIX realizó estudios acerca del efecto letal que

tienen las temperaturas altas sobre los microorganismos y el uso del tratamiento térmico como técnica de conservación [2].

Con el tiempo el tratamiento térmico de la leche era ya algo habitual, sin embargo, era deficientemente controlado en la práctica, lo que ocasionó por largo tiempo, la obtención de leche sobrecalentada o infracalentada y como consecuencia, la leche presentaba alteraciones en el sabor o no se reducía la población de microorganismos a los niveles requeridos.

A mediados del siglo XX se anunció la detección de la enzima fosfatasa, la cual está siempre presente en la leche cruda y se destruye mediante una adecuada combinación tiempo/temperatura. Este descubrimiento permitió tener un control adecuado en el tratamiento térmico de la leche, ya que al eliminar la enzima fosfatasa, también se eliminan los agentes patógenos como las bacterias coniformes, la bacteria del tifus y el bacilo de la tuberculosis, haciendo de la leche un alimento seguro. En consecuencia, una pasteurización es eficiente cuando no hay presencia de la enzima fosfatasa.

Existen básicamente dos tipos de pasteurización que aseguran la destrucción de la enzima fosfatasa, LTLT (*Low Temperature, Long Time* o baja temperatura-tiempo largo) y HTST (*High Temperature, Short Time* o alta temperatura-tiempo corto). La pasteurización HTST es la más común en el sector industrial y es la utilizada en la planta de producción de Friesland de Colombia S.A. En este proceso la leche es calentada a 72-75° C y se mantiene a esta temperatura entre 15 y 20 segundos antes de proceder a su enfriamiento.

La pasteurización no elimina todos los microorganismos. Aun después de terminado el proceso sobreviven algunas bacterias que no son patógenas, pero si son capaces de fermentar la leche. Por lo tanto, es necesario enfriar la leche a 4° C una vez que se termina la pasteurización, evitando la multiplicación de estas bacterias y preservando el producto por un par de días.

1.1.3 Termización

En ocasiones no es posible pasteurizar y procesar toda la leche inmediatamente después de la recepción y es necesario almacenarla en tanques especiales durante horas o días. En estas condiciones, el almacenamiento de la leche a temperaturas bajas no es suficiente para prevenir ciertos deterioros en la calidad, por lo que muchas industrias procesadoras de leche como Friesland de Colombia S.A., realizan un proceso denominado *termización*.

La termización es el proceso donde la leche se calienta a 63-65° C y se mantiene a esta temperatura durante 15 segundos, una combinación tiempo/temperatura que no inactiva la enzima fosfatasa, pero efectiva para inhibir eventualmente el crecimiento bacteriano. Seguido al proceso de termización, la leche debe ser

rápidaente enfriada hasta los 4° C para prevenir que algunas bacterias se multipliquen, y pasteurizada tan pronto como sea posible, sin mezclarse con leche no tratada [2].

1.1.4 Tratamiento UHT

En el tratamiento UHT (*Ultra High Temperature*) o también conocido como UAT (ultra alta temperatura), la leche es sometida a un breve pero intenso calentamiento a temperaturas entre los 135 y 140° C, y tiempos que van de 2 a 4 segundos, permitiendo la destrucción de microorganismos que podrían estropear estos productos. Además, este es un proceso continuo que se desarrolla en un sistema cerrado, impidiendo la contaminación del producto por microorganismos presentes en el ambiente. Después de que la leche es tratada a estas elevadas temperaturas, el éxito de este tratamiento radica en el envasado aséptico, encargado de eliminar los procesos de reinfección del producto [2].

En el tratamiento UHT normalmente la leche no es enfriada después de ser sometida a altas temperaturas, como si sucede en los procesos de pasteurización y termización. Sin embargo, en la planta de producción de Friesland de Colombia S.A. existe un consumo de agua helada, como enfriamiento previo de la leche antes de ser sometida al tratamiento UHT.

1.2 Esquemas Tridimensionales del Sistema de Refrigeración y del Suministro de Agua Helada en la Planta de Producción de Friesland de Colombia S.A.

Para facilitar el estudio del suministro de agua helada se realizaron esquemas tridimensionales en el software de diseño asistido por computador Solid Edge V11. La versión del programa que se utilizó es de tipo académico, suficiente para realizar los ensamblajes mecánicos, el modelado de piezas y la producción de dibujos simples para conformar los esquemas requeridos.

Los esquemas se realizaron con base en medidas extraídas de planos estructurales existentes, principalmente de las edificaciones donde se encuentra el sistema de refrigeración y la planta de producción, y de algunos dispositivos. También, se obtuvieron algunas medidas directamente de todos los elementos que componen los sistemas, especialmente, las longitudes de las tuberías involucradas. Todos los esquemas tridimensionales y los modelamientos de cada una de las piezas que

componen en su totalidad el suministro de agua helada, realizados en la plataforma que ofrece Solid Edge V11 se presentan en el CD anexo.

El trabajo en Solid Edge V11, permitió obtener una visualización más clara de la producción, suministro y retorno del agua helada en toda la planta, debido a que en este modelamiento no se representaron los equipos y las líneas de tubería que no están relacionadas con este suministro. Esto es muy importante, puesto que en muchas ocasiones los elementos adicionales que pertenecen a otros suministros o a ciertas líneas de producción láctea causan confusión y una lectura errónea de las líneas de interés.

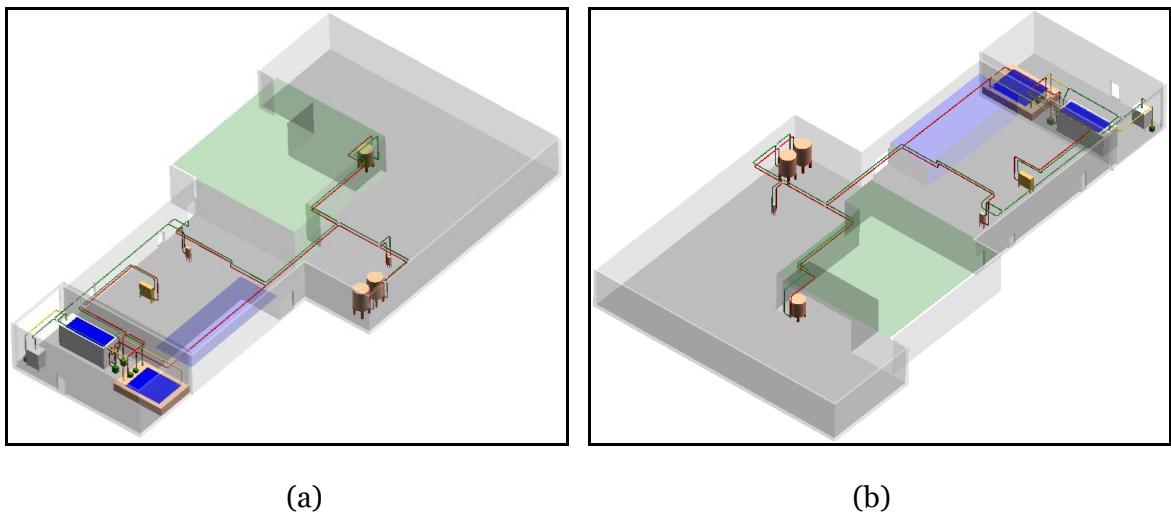


Figura 1.2. Visualización tridimensional de las líneas de suministro y retorno de agua helada en la planta de Friesland de Colombia S.A al ser rotada bajo la plataforma de Solid Edge V11. a) Visualización Norte b) Visualización Sur.

Las herramientas que ofrece Solid Edge V11 para la visualización y medición son múltiples. Por ejemplo, en cuanto a la visualización, los esquemas se pueden rotar permitiendo dos vistas diferentes de las líneas de suministro y retorno de agua helada en la planta, como se muestra en la figura 1.2. Además, cualquier pieza del conjunto se puede ocultar, como se puede observar en la figura 1.3, donde se han ocultado las paredes del cuarto de producción y del cuarto donde se encuentran los sistemas de refrigeración que aparece en la figura 1.2 (a).

Adicionalmente a las ayudas descritas, Solid Edge V11 permite obtener vistas frontales, laterales y superiores de cualquier conjunto de piezas (ver figura 1.4) o de piezas individuales. Estas vistas, Además de proporcionar una visualización panorámica de todos los elementos presentes, permiten ser llevadas al formato de plano, donde es posible obtener todas las medidas presentes en una pieza, las

distancias con las que fueron construidos los esquemas tridimensionales y cualquier distancia entre dos puntos que se requiera, como se observa en la figura 1.5, donde se toma como ejemplo el plano extraído de la vista superior que aparece en la figura 1.4 (a).

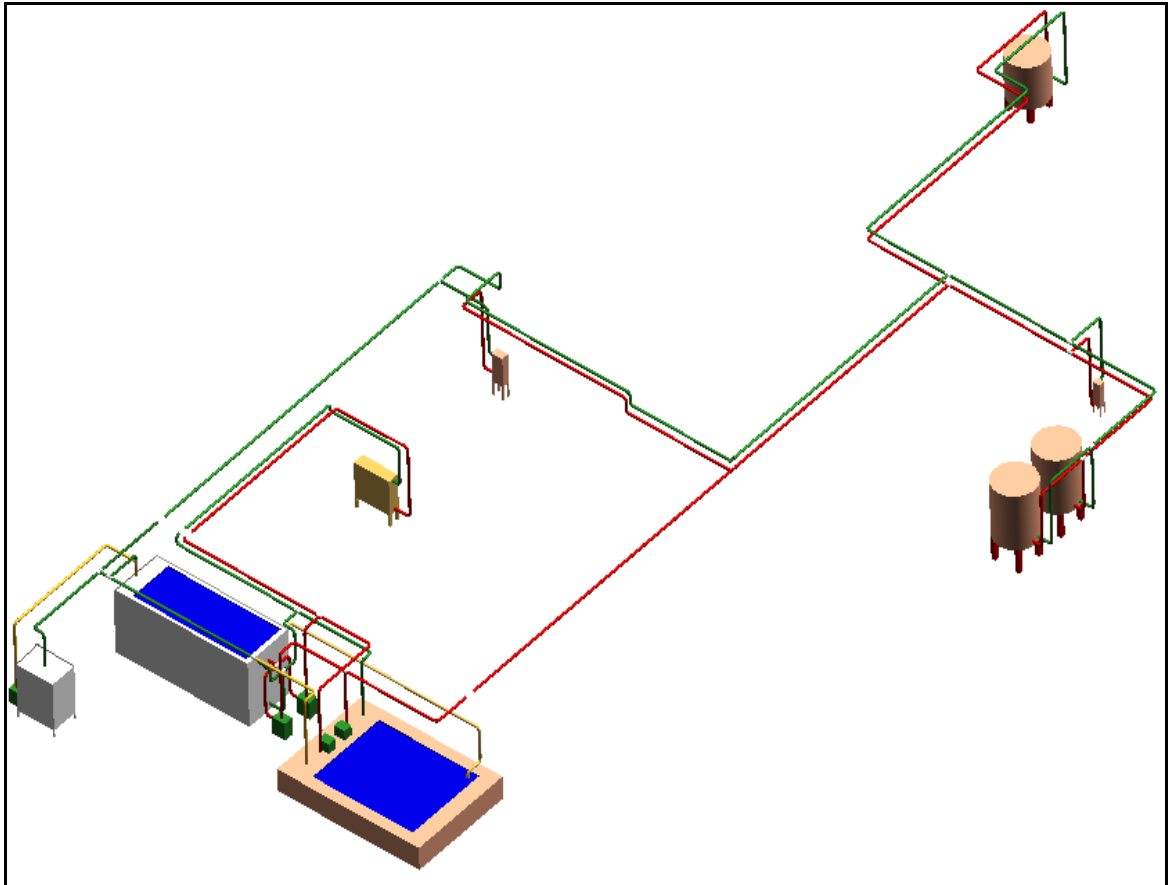
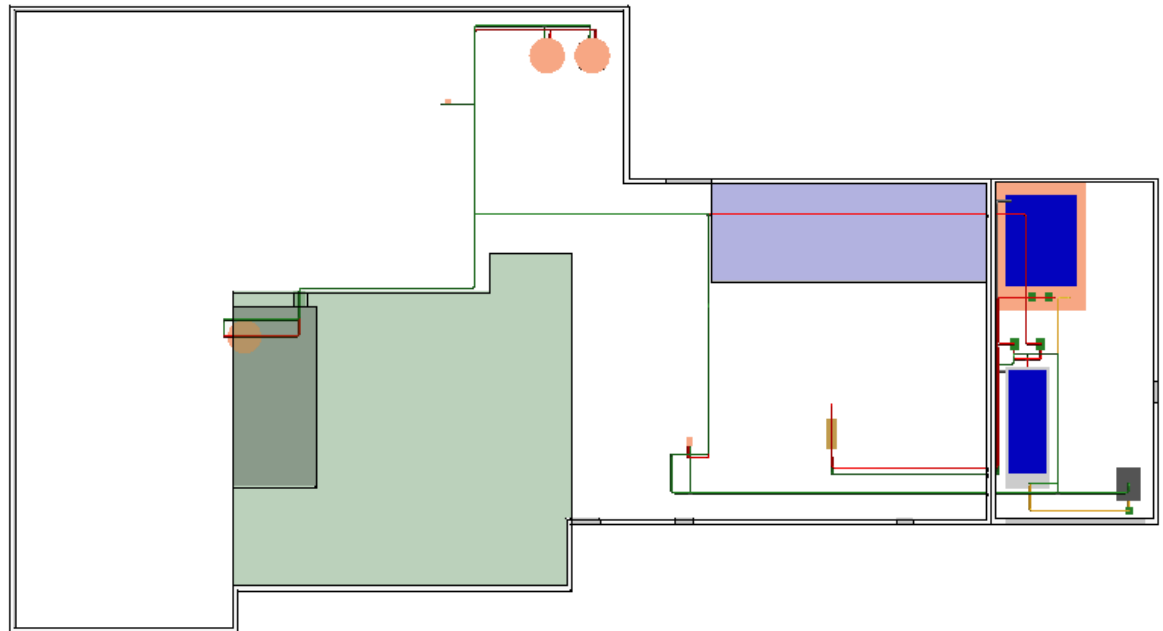
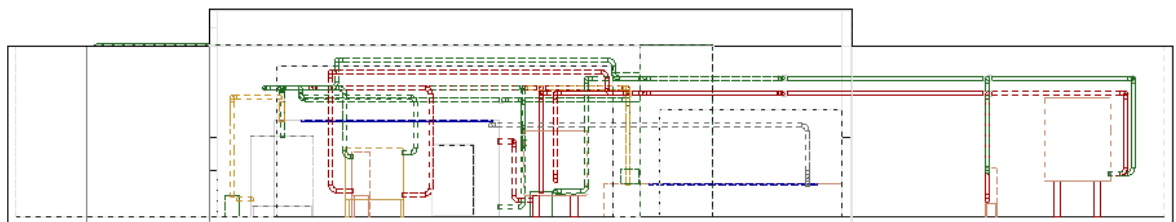


Figura 1.3. Visualización tridimensional de las líneas de suministro y retorno de agua helada en la planta de Friesland de Colombia S.A, ocultando las paredes de los cuartos.

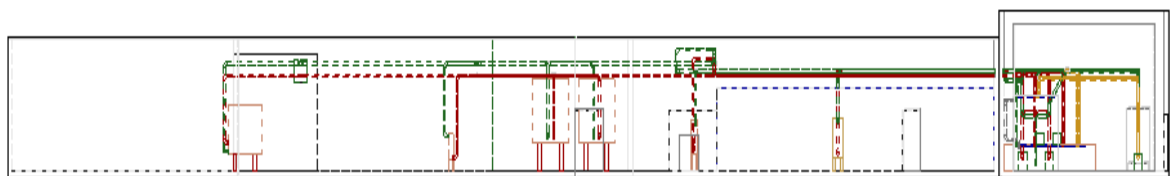
Como se mencionó, estos ejemplos son algunas de las facilidades que proporciona Solid Edge V11 por las cuales, entre otras herramientas, hizo parte fundamental en el desarrollo de este trabajo. Los esquemas obtenidos fueron una referencia permanente de dimensiones y distancias involucradas en la determinación de la eficiencia; además de convertirse en una herramienta muy útil (por todas sus cualidades) en las funciones que desarrolla el departamento de mantenimiento de Friesland de Colombia S.A.



(a)



(b)



(c)

Figura 1.4. Vistas de las líneas de suministro y retorno de agua helada en la planta de producción de Friesland de Colombia S.A. a) Superior b) Frontal c) Lateral.

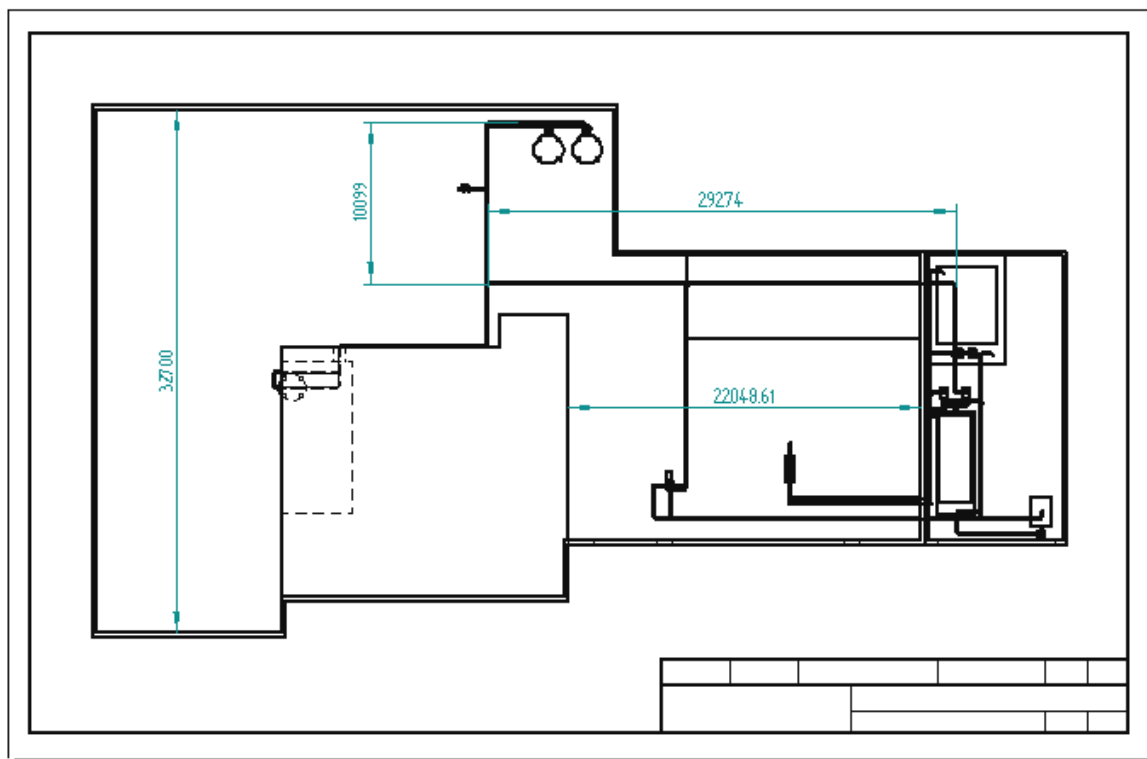


Figura 1.5. Plano superior de las líneas de suministro y retorno de agua helada en la planta de producción de Friesland de Colombia S.A.

1.3 Descripción Básica del Sistema de Refrigeración

El estudio de la eficiencia energética del suministro de agua helada no se concentra solamente en la distribución de este por toda la planta. En el trabajo, también es necesario involucrar el estudio del sistema de refrigeración, encargado de enfriar el agua y por lo tanto, se considera como la etapa inicial del recorrido total que hace el suministro.

1.3.1 Refrigeración

La refrigeración o proceso de enfriamiento, en general, se define como cualquier proceso de remoción de calor de una sustancia para llevarla o mantenerla a una temperatura inferior con respecto sus alrededores. Para lograr este proceso, existen

varios métodos de refrigeración mecánica: compresión de vapor, absorción de vapor, chorro de vapor, ciclo de aire y termoeléctrica [3].

El sistema de refrigeración de Friesland de Colombia S.A., utiliza el método más común para producir refrigeración mecánica: *la compresión de vapor*. Para la operación de este sistema el elemento fundamental es una sustancia líquida llamada refrigerante, la cual debe tener un punto de evaporación lo suficientemente bajo como para evaporarse al entrar en contacto con el agua a temperatura ambiente, absorbiendo calor de esta y consiguiendo su enfriamiento, para luego ser distribuida como suministro por toda la planta.

Debido a que el agua helada puede ser requerida por cualquiera de los procesos realizados en la planta, el suministro debe proporcionar un enfriamiento constante y en consecuencia, el sistema de refrigeración debe ser un proceso continuo. Por lo tanto, en aras de un funcionamiento eficiente, el suministro de agua helada y el sistema de refrigeración son ciclos cerrados donde el agua y el refrigerante son recuperados para ser utilizados de nuevo.

La recuperación del refrigerante no es un proceso sencillo, en el intervienen etapas de compresión y de condensación que devuelven al refrigerante a sus condiciones iniciales para ser reutilizado y cumplir su función de enfriamiento. Estas etapas y/o procesos componen el ciclo de refrigeración por compresión de vapor y se explican a continuación.

1.3.2 Sistema de Refrigeración por Compresión de Vapor

En un sistema de refrigeración, el refrigerante pasa por una serie de procesos en una secuencia definida, donde su estado o condición cambia en cada uno de ellos, hasta que regresa a su condición inicial completando un ciclo. Un ciclo simple de compresión de vapor consta de cuatro procesos fundamentales: expansión, evaporización, compresión y condensación, y se lleva a cabo en un sistema básico como el mostrado en la figura 1.6, donde prácticamente cada elemento realiza un proceso [3,4].

- *Expansión.* El ciclo empieza en el dispositivo denominado tanque receptor de líquido, donde el refrigerante se encuentra a alta temperatura y alta presión en estado líquido y fluye a través de un tubo hacia el dispositivo de expansión. Este dispositivo busca controlar el flujo del refrigerante para reducir su presión hasta la presión del evaporador, de tal modo que el refrigerante llega al evaporador en estado saturado y listo para absorber calor.
- *Evaporización.* Después de pasar por el dispositivo de control de flujo, el refrigerante líquido fluye a través de la tubería del evaporador, mientras que el agua que se desea enfriar permanece por fuera de la tubería a una temperatura

ambiente, mayor a la temperatura del refrigerante. Debido a la diferencias de temperaturas, el calor fluye desde el agua hacia el refrigerante, a través de la pared del tubo, y como el refrigerante se encuentra en su temperatura de saturación, este absorbe el calor latente necesario para su evaporación, consiguiendo el enfriamiento del agua. Por lo general, el refrigerante sale del evaporador ya sea como un vapor saturado o como un vapor sobrecalentado a causa del calor que absorbe la tubería entre el evaporador y el compresor de los alrededores.

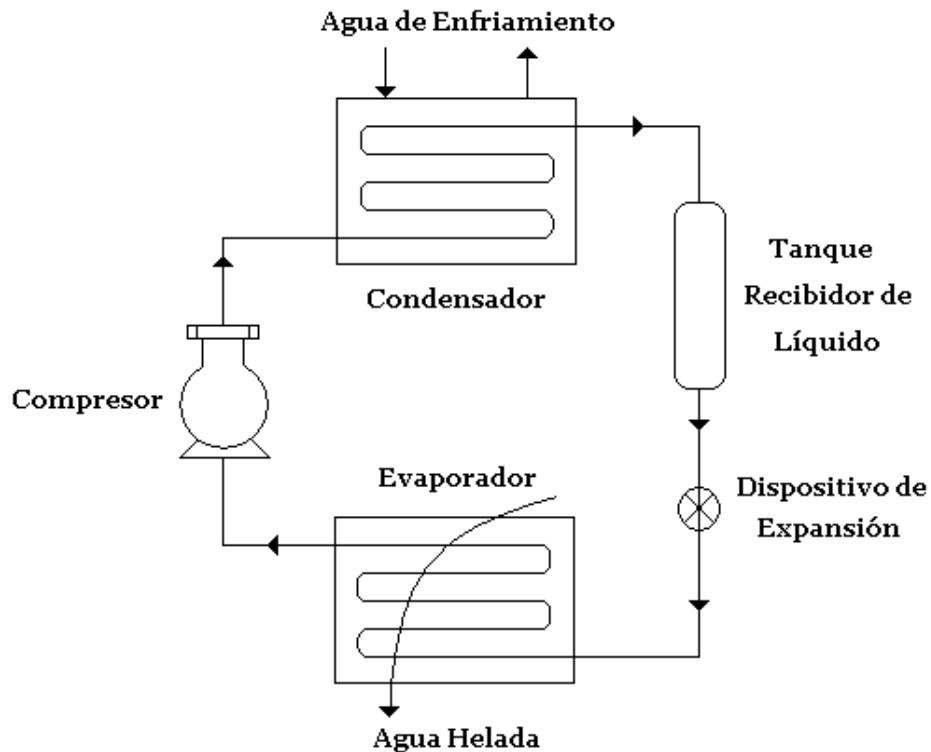


Figura 1.6. Disposición básica de un sistema de refrigeración por compresión de vapor.

- **Compresión.** Este proceso inicia la recuperación del refrigerante. El compresor se encarga de succionar el gas que sale del evaporador y lo comprime elevando la presión y la temperatura, hasta obtener valores adecuados para efectuar la condensación. El trabajo que se requiere para comprimir el gas refrigerante, procede de un motor o máquina, lo que contribuye a aumentar la energía almacenada del vapor comprimido, elevando su temperatura. En ocasiones, el refrigerante sale del compresor en condición sobrecalentada.
- **Condensación.** Este proceso es posible gracias a que el compresor ha cambiado las condiciones del estado de saturación en el refrigerante, aumentando la

temperatura por encima de la temperatura ambiente del medio que va a ser posible la condensación. En el condensador los elementos están dispuestos de la misma manera que en el evaporador, con la diferencia que en este caso el calor fluye desde el refrigerante hacia el agua. Como el refrigerante entra al condensador en condición sobrecalentada, primero se enfría hasta que alcanza su temperatura de saturación y la remoción de calor adicional resulta en la condensación del refrigerante. En el proceso de condensación la presión se mantiene aproximadamente igual y el refrigerante puede salir hacia el tanque receptor como un líquido saturado o subenfriado listo para ser recirculado, completando así el ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

El tanque receptor de líquido es un elemento en el que no se realiza ningún proceso, pero es importante dentro del funcionamiento del ciclo. Es utilizado para almacenar el exceso de carga del refrigerante que no está en circulación en el sistema, permitiendo que solo pase refrigerante en estado líquido al dispositivo de expansión. Además, en el tanque receptor se puede concentrar todo el refrigerante cuando es necesario remover cualquier parte o dispositivo del equipo para su reparación, sin tener que extraer todo el refrigerante del sistema.

1.3.3 El Sistema de Refrigeración de Friesland de Colombia S.A.

El sistema de refrigeración que opera en Friesland de Colombia S.A. está conformado por tres sistemas de refrigeración de diferentes capacidades que están interconectados por medio de sus evaporadores, de tal manera que pueden funcionar como un sistema de refrigeración de gran capacidad. Además, esta interconexión permite que cualquiera de los sistemas de refrigeración mantenga la capacidad de enfriamiento, aunque limitada, del suministro de agua helada ante interrupciones ocasionadas por fallas o por mantenimiento de cualquiera de los sistemas.

Los sistemas que conforman componen el sistema de refrigeración integrado se identifican como: principal, secundario y auxiliar-“Chiller”. El sistema de refrigeración principal utiliza el amoniaco como refrigerante (R-717)¹ y cuenta con mayor capacidad en cada uno de sus elementos, en especial, el evaporador (conocido coloquialmente como “banco de hielo”) puede almacenar gran cantidad de agua.

¹ Los refrigerantes se identifican en la industria con un código abreviado compuesto por números después de la letra R, que significa "refrigerante". Estos códigos han sido estandarizados y asignados por la ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers), para evitar confusiones con los nombres asignados por los fabricantes, como por ejemplo: Freón 12, Genetrón 12, Isotrón 12 o Ucón 12, en el caso del R-12.

El sistema de refrigeración secundario opera con el refrigerante R-12 perteneciente a los fluorocarburos, denominado así por su composición de carbono y elementos halógenos como el cloro y flúor. El sistema de refrigeración secundario cumple dos funciones: sustituir al sistema principal ante cualquier eventualidad, pero con una capacidad de refrigeración menor y enfriar el agua antes de pasar al evaporador del sistema principal.

Por último, el sistema de refrigeración auxiliar (conocido por los operarios como “Chiller”) opera con amoníaco (R-717) como refrigerante y su función es ayudar a los otros sistemas realizando un primer enfriamiento al agua que retorna de la planta de producción. Este sistema siempre se encuentra en operación debido a que presenta menos fallas que los otros dos sistemas, por tener menos años de operación y permite ahorrar energía en determinados casos, gracias a que cuenta con controladores para trabajar a la mitad de su capacidad total, cuando así se requiera.

Los tres sistemas de refrigeración se encuentran en el mismo cuarto y en la misma terraza. Sin embargo, los esquemas tridimensionales de estos sistemas se realizaron en Solid Edge V11 por separado (ver CD anexo), evitando confusiones entre los elementos de cada sistema, principalmente con las tuberías de los refrigerantes y con las tuberías de suministro y retorno de agua helada. En el siguiente capítulo se mostrará en detalle cada sistema de refrigeración, así como el estudio del estado actual de los elementos que lo componen.

1.4 El Suministro de Agua Helada en la Planta de Producción

El estudio del suministro de agua helada puede dividirse en dos etapas principalmente. En la primera se describe la interconexión de los evaporadores de los sistemas de refrigeración donde el agua que retorna de la planta de producción es enfriada y enviada de nuevo a la planta por medio de bombas. La segunda comprende la distribución del suministro de agua helada, en cada uno de los elementos que la requieren.

La primera etapa aparece en la figura 1.7, donde se muestra la disposición de los evaporadores de los sistemas de refrigeración: principal (1), secundario (2) y auxiliar-“Chiller” (3), sin tener en cuenta los demás elementos que conforman estos sistemas. En la figura también se muestran las tuberías y las bombas que hacen parte de la interconexión de los evaporadores, suministro y retorno de agua helada. Con el fin de identificar las diferentes líneas por las que fluye el agua helada, se les ha asignado diferentes colores a las tuberías manteniendo la siguiente convención

en los esquemas realizados en Solid Edge V11: rojo para las líneas de suministro, verde para las líneas de retorno y amarillo para las interconexiones entre los evaporadores.

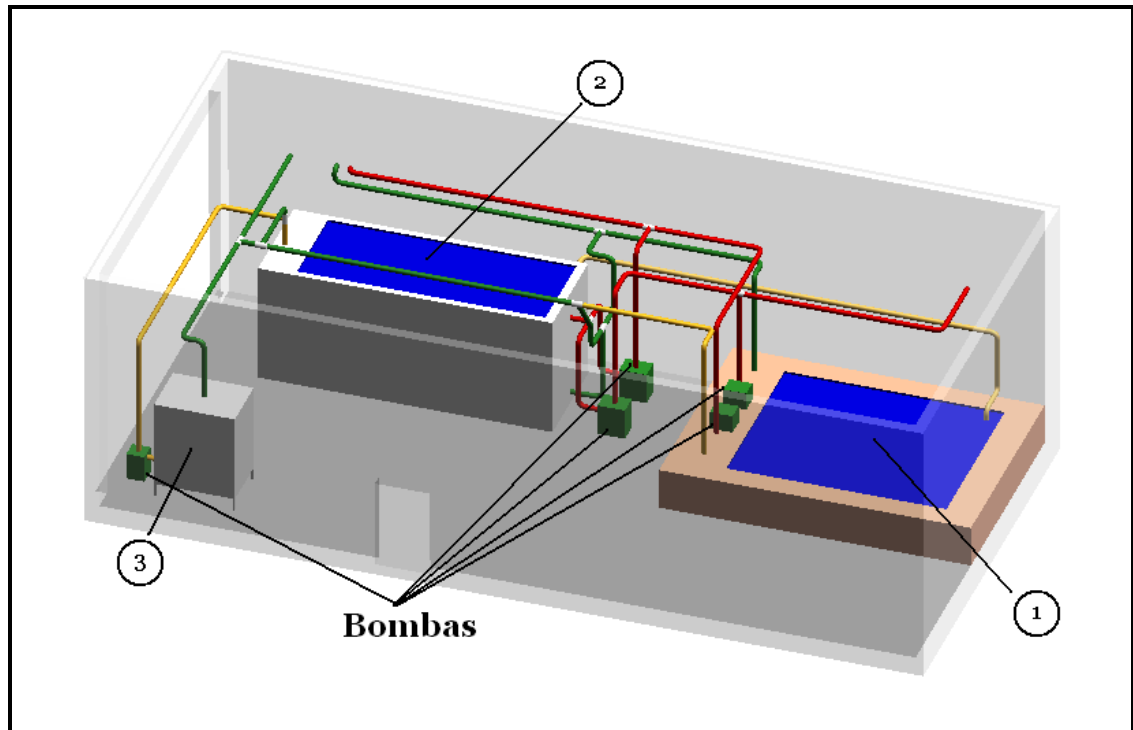


Figura 1.7. Interconexión de los evaporadores de los sistemas de refrigeración principal (1), secundario (2) y auxiliar - “Chiller” (3).

La descripción del recorrido del agua helada en la primera etapa, comienza cuando esta retorna de la planta a una temperatura de 11° C, con la posibilidad de llegar a cualquiera de los tres evaporadores de los respectivos sistemas de refrigeración (líneas verdes). Normalmente, el retorno de agua helada llega directamente al sistema auxiliar-“Chiller” para recibir un primer enfriamiento y sale de el a una temperatura de 6° C aproximadamente.

Después de pasar por el evaporador del “Chiller”, el agua es enviada al evaporador del sistema de refrigeración secundario o al evaporador del sistema de refrigeración principal, los cuales tienen una mayor capacidad de enfriamiento y pueden trabajar de manera simultánea o alternada dependiendo de las cantidades de agua helada que se requieran en la planta de producción o ante la “para” de alguno de los sistemas. Un esquema simplificado del recorrido que hace el agua helada en los evaporadores se muestra en la figura 1.8.

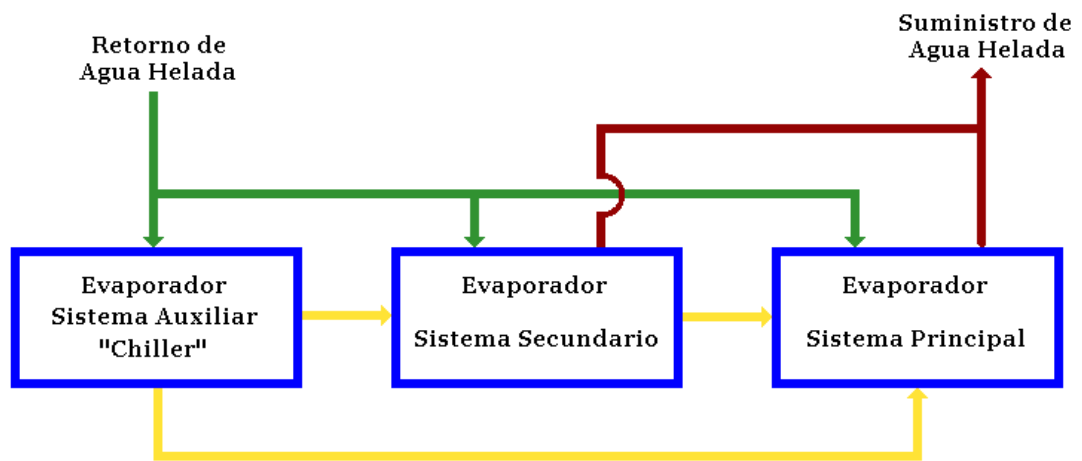


Figura 1.8. Esquema simplificado de la interconexión de los evaporadores de los sistemas de refrigeración principal, secundario y auxiliar - "Chiller".

La segunda etapa, esquematizada en la figura 1.9, comprende la distribución del suministro en los elementos que utilizan este recurso y se divide en dos líneas independientes. La primera, rotulada en la figura con 'A', abastece el intercambiador de calor a placas en la zona de pasteurización. Mientras que la segunda línea, rotulada en la figura con 'B', abastece a dos intercambiadores y a tres tanques de mezcla.

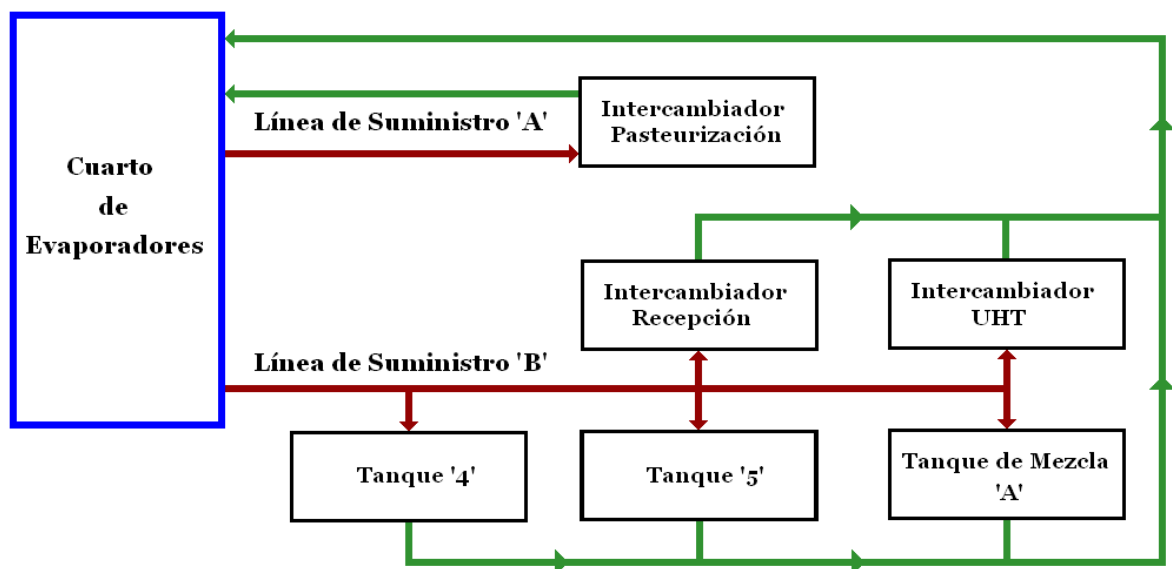


Figura 1.9. Esquema simplificado de las líneas de suministro y retorno de agua helada, y su distribución en los elementos que la consumen

Como se observa, mientras que la línea de suministro 'A' abastece un solo elemento, la línea de suministro 'B' se encarga de llevar agua helada a cinco elementos y retorna al cuarto de los evaporadores por el lado opuesto al que llegó al cuarto de producción. La "desproporción" en la cantidad de elementos que abastecen estas líneas, se debe a que el tiempo de operación y la frecuencia con que son usados algunos equipos conectados a la línea de suministro 'B' son inferiores, en comparación con el intercambiador de calor de la zona de pasteurización.

En la figura 1.10 se muestra el esquema de las dos etapas que conforman el suministro de agua helada y se identifican cada uno de los elementos presentes en la planta de producción. La línea de suministro 'A' está encargada exclusivamente de abastecer con agua helada el intercambiador de calor a placas (4), donde la leche es enfriada después de ser pasteurizada o termizada. Una vez que el agua helada ha cumplido su función en el intercambiador, retorna en una tubería directamente al evaporador del sistema principal o del sistema secundario, siguiendo una trayectoria paralela a la del suministro.

En la línea de suministro 'B' los equipos más usados, y por lo tanto, los más relevantes en cuanto a consumo de agua helada son: el intercambiador de calor a placas (5), ubicado en la zona de recepción, encargado de enfriar la leche cruda que llega a la planta de producción y el intercambiador de calor a placas (6), ubicado en la zona de tratamiento UHT, encargado de realizar un enfriamiento de la leche previo a este proceso.

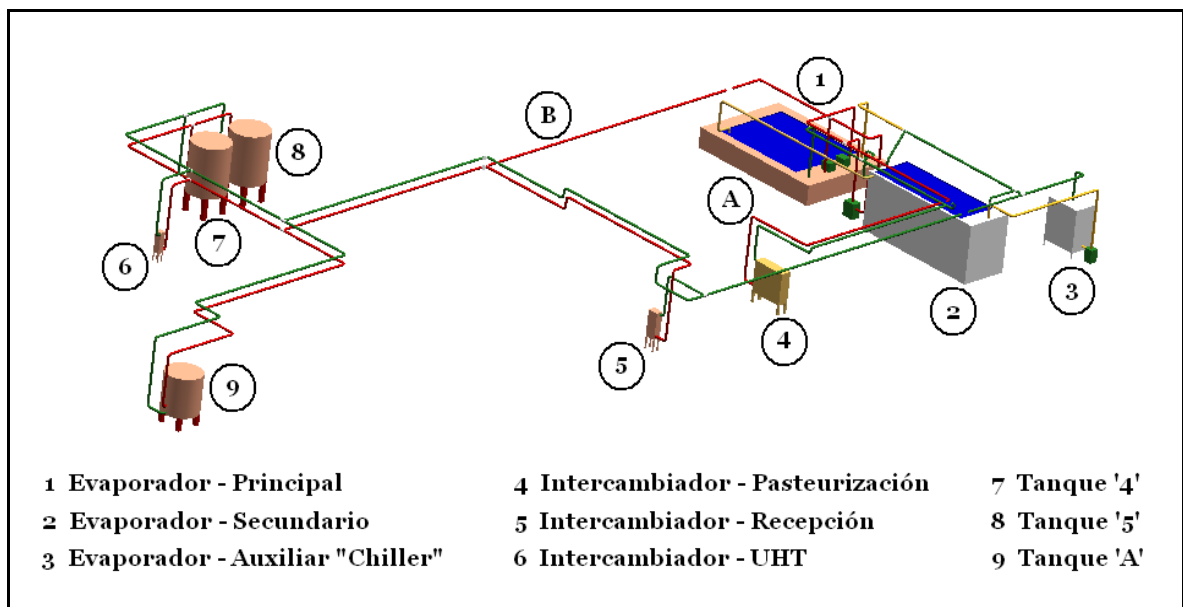


Figura 1.10. Líneas de suministro y retorno de agua helada, y su distribución en los elementos que la consumen.

Los otros equipos, tanques de mezcla '4' (7), '5' (8) y 'A' (9), como se conocen en la planta, son usados esporádicamente con diferentes propósitos, pero ninguno de ellos intervienen en la obtención de los principales productos de la empresa como la leche pasteurizada y la leche UHT. De tal manera que estos equipos no tienen una frecuencia de uso definida, obteniendo un consumo promedio diario de agua helada no es significativo y por lo tanto, no se considerarán en el estudio de consumos del suministro.

Capítulo 2

Características de los Sistemas de Refrigeración de Friesland de Colombia S.A.

En este capítulo se estudia a fondo los sistemas de refrigeración principal, secundario y auxiliar de la planta de producción de Friesland de Colombia S.A., con especial atención en el sistema principal, puesto que es el sistema que más aporta a la capacidad de refrigeración del sistema integrado. Con el fin de evitar la repetición de los conceptos de operación de elementos relevantes como el evaporador, compresor, condensador y dispositivo de expansión, estos solo se profundizarán en el sistema principal, teniendo en cuenta que todos los sistemas están conformados, en general, por estos mismos elementos. Además, se identifican y analizan las condiciones actuales de operación de estos elementos en cada sistema y se realizan cálculos termodinámicos que permiten determinar la capacidad de refrigeración de los sistemas principal y auxiliar, puesto que el sistema secundario se encuentra fuera de servicio, obteniendo así, un diagnóstico general del sistema de refrigeración integrado.

2.1 Sistema de Refrigeración Principal

Como se mencionó, el sistema de refrigeración principal es el que posee mayor capacidad de los tres sistemas que conforman el sistema de refrigeración integrado, en especial por la capacidad de su evaporador, teniendo en cuenta que bajo condiciones de operación normal, se congrega toda el agua helada para ser enviada y distribuida en cada uno de los intercambiadores de calor a placas que consumen agua helada en la planta de producción.

En la figura 2.1, se puede identificar los elementos del sistema de refrigeración principal y su disposición en los espacios físicos del cuarto y la terraza, que comparten a la vez los tres sistemas de refrigeración. A pesar de que en la figura se observan tres compresores, solo se encuentra en operación uno de ellos, que se identifica visualmente como el más grande, y el cual tiene una potencia de 60 hp. Este compresor de 60 hp reemplazó a un compresor de 30 hp, encargado con los compresores de 15 hp (aun presentes), de proporcionar una potencia total de 60 hp, que es la requerida por el sistema de refrigeración principal. El compresor de 60 hp es suficiente para operar el sistema principal y los compresores de 15 hp se encuentran inhabilitados la mayor parte del tiempo y solo entran en funcionamiento ante cualquier avería o mantenimiento del compresor de 60 hp.

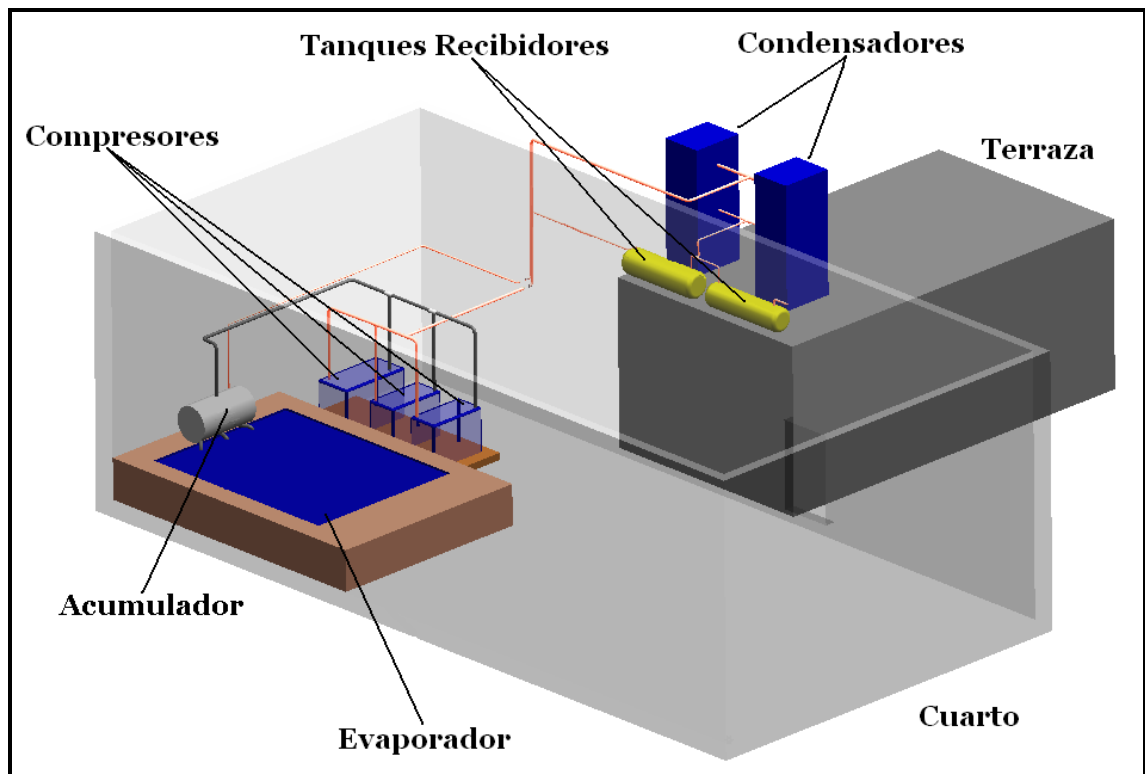


Figura 2.1. Sistema de refrigeración principal (R-717).

Esta imagen fue extraída de los esquemas tridimensionales realizados en Solid Edge V11 (ver CD anexo). En ellos se puede observar con más detalle cada uno de los elementos y las tuberías que los conecta. Concretamente, las tuberías conocidas como líneas del *lado de alta* y del *lado de baja* aparecen en el esquema con colores diferentes para diferenciarlas fácilmente.

El nombre que se les da a las líneas del *lado de alta* y del *lado de baja* se debe a la presión nominal que se maneja en cada una, es decir, la presión del lado de alta es mayor que la presión del lado de baja [3]. El lado de alta es la línea de tubería que va desde la descarga del compresor hasta la entrada del dispositivo de expansión, pasando por el condensador, por lo que la presión del lado de alta también se conoce como la presión de condensación. Mientras que la línea de tubería del lado de baja va desde la salida del dispositivo de expansión hasta la entrada de succión del compresor, pasando por el evaporador, por lo que la presión del lado de baja también se conoce como la presión de evaporación.

De la misma manera que se introdujeron con los conceptos de lado de alta y de lado de baja, también es importante conocer otras denominaciones que se le dan a las tuberías que conectan los dispositivos del sistema de refrigeración, antes de comenzar con el análisis de cada uno de ellos. Por ejemplo, la tubería que va del evaporador al compresor se conoce como *línea de succión*. La tubería entre el compresor y el condensador se conoce como *línea de descarga*. Mientras que la tubería que va del condensador al recibidor se llama *línea del condensado*. Y la tubería entre el recibidor y el dispositivo de control de flujo se llama la *línea de líquido*.

Estas denominaciones se usan con frecuencia en el mundo de la refrigeración industrial y por ende, serán utilizadas en este trabajo.

2.1.1 Refrigerante

Un cuerpo o sustancia que se encuentra a una temperatura relativamente baja de tal manera que puede enfriar otro cuerpo o sustancia, absorbiendo calor de esta, se conoce como *refrigerante*. Concretamente en los sistemas de refrigeración por compresión de vapor, el enfriamiento se obtiene por la evaporación de un líquido refrigerante, convirtiéndose en elemento indispensable para cualquier proceso de refrigeración [3,4].

Entonces, el refrigerante es el fluido de trabajo en el ciclo de compresión de vapor, donde alternativamente se vaporiza absorbiendo calor y se condensa cediendo calor en un proceso de recuperación. Para que un refrigerante sea apropiado y se use en el ciclo de compresión de vapor, debe poseer ciertas propiedades químicas, físicas y termodinámicas que lo hagan seguro y económico en su utilización.

Puesto que existen múltiples aplicaciones de refrigeración industrial, donde las condiciones y necesidades cambian, no hay un refrigerante universal que se adapte a cada uno de los casos particulares. Por lo tanto, existe una amplia gama de refrigerantes con condiciones propicias para cada aplicación y donde la elección depende de sus propiedades termodinámicas, toxicidad y armonía con el medio ambiente.

Como ya se mencionó, los sistemas de refrigeración principal y auxiliar usan el amoníaco como refrigerante (R-717). El amoníaco es el refrigerante más usado en la actualidad por fuera del grupo de los fluorocarburos, teniendo como ventaja que es fácil de conseguir, no es sustancia agotadora de ozono y es el más barato de los refrigerantes comúnmente empleados. Estas características, junto con su estabilidad química, afinidad por el agua, excelentes propiedades térmicas (algunas de estas se presentan en el anexo A) y la no miscibilidad con el aceite del compresor, hacen del amoníaco un refrigerante ideal para ser usado en sistemas de enfriamiento de líquido de gran capacidad, como los que maneja la planta de producción de Friesland de Colombia S.A.

2.1.2 Termodinámica del Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor

La termodinámica del ciclo de refrigeración por compresión de vapor se estudia con la ayuda de las propiedades del líquido y del vapor saturado para el amoníaco, que aparecen en la tabla B-1 (ver anexo B) y se representa en un diagrama Presión-Entalpía (también conocido como diagrama de Mollier) como se explicará más adelante. En este diagrama se puede obtener la condición total del refrigerante, es decir, conociendo solo dos propiedades termodinámicas (entre presión, entalpía, temperatura, entropía y volumen específico), se pueden determinar las demás [3,4].

El estudio de la termodinámica del ciclo de refrigeración por compresión de vapor se realiza bajo la idealización de que las condiciones del refrigerante a la salida de cualquiera de los procesos de evaporación, compresión, condensación y expansión, se mantienen constantes hasta que entra en el siguiente proceso. En la realidad, las presiones del lado de alta y del lado de baja no son precisamente constantes, es inevitable tener ligeras caídas de presión como resultado de la fricción en la tubería, y en consecuencia la temperatura del refrigerante también se ve afectada. No obstante, el estudio del ciclo ideal permite realizar un diagnóstico bastante aproximado de las condiciones en que está operando el sistema de refrigeración y permite obtener conclusiones válidas para un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.

Lo más conveniente para realizar el estudio del ciclo sería contar con las presiones y temperaturas a la entrada y a la salida de cada dispositivo que conforma el sistema de refrigeración (evaporador, compresor, condensador y dispositivo de expansión). Sin embargo, en este estudio no fue posible obtener toda esa información, debido a que el sistema principal no tiene manómetros en ciertas locaciones y de los manómetros que tiene, solo algunos funcionan correctamente y entregan lecturas fiables.

Normalmente los parámetros que determinan el ciclo ideal por compresión de vapor son las temperaturas de condensación y evaporación (suponiendo que se mantienen constantes durante estos procesos). En el estudio no se determinaron precisamente estos valores, pero a cambio de estas, se obtuvieron las presiones y temperaturas registradas a la entrada (succión) y a la salida (descarga) del compresor como se muestra en la tabla 2.1.

Tabla 2.1. Presiones y temperaturas de succión y de descarga obtenidas en el compresor Sabroe de 60 hp que opera el sistema de refrigeración principal.

| | PRESIÓN (psig)* | TEMPERATURA (°F) |
|-----------------|------------------------|-------------------------|
| SUCCIÓN | 25 – 26 | 20 |
| DESCARGA | 180 -181 | 212 |

* Es la abreviatura que se utiliza para representar la presión manométrica en lb/in²

Aprovechando que la lectura de las presiones tanto en la succión como en la descarga del compresor no son exactas, se toman como referencia los valores de las propiedades del líquido y del vapor saturado para el amoniaco que aparecen en la tabla B-1 (ver anexo B) para elaborar el ciclo ideal, y que son aproximados a los datos presentados en la tabla 2.1. Los valores que se escogieron para la presión de evaporación y la presión de condensación se muestran en la tabla 2.2.

Tabla 2.2. Presiones manométricas y absolutas de evaporación y de condensación, y sus correspondientes temperaturas en estado saturado.

| | PRESIÓN (psig) | PRESIÓN (psia)* | TEMPERATURA (°F) |
|---------------------|-----------------------|------------------------|-------------------------|
| EVAPORACIÓN | 25,6 | 40,31 | 12 |
| CONDENSACIÓN | 181,1 | 195,8 | 95 |

* Es la abreviatura que se utiliza para representar la presión absoluta en lb/in² y se obtiene al sumarle la presión atmosférica de 14,7 lb/in² a la presión manométrica.

A partir de los anteriores valores, de los datos de las tablas de saturación y de las proyecciones gráficas en el diagrama de presión-entalpía que aparece en el anexo C, se construye el ciclo de refrigeración ideal para el sistema principal que se esquematiza de manera simplificada en la figura 2.2. Es importante tener en cuenta que la temperatura de succión puede ser mayor que la temperatura de evaporación,

en el caso real, debido al calor adicional que puede absorber el refrigerante en estado saturado en la tubería que va desde el evaporador hasta el compresor. Además, hay que resaltar que el diagrama de Presión-Entalpía está trazado con valores de presiones absolutas en su eje vertical, y si bien su obtención, corresponde a una suma simple de la presión manométrica con la presión atmosférica (normalmente 14,7 lb/in²), puede ser susceptible de errores y confusiones al realizar los trazados directamente con las presiones manométricas.

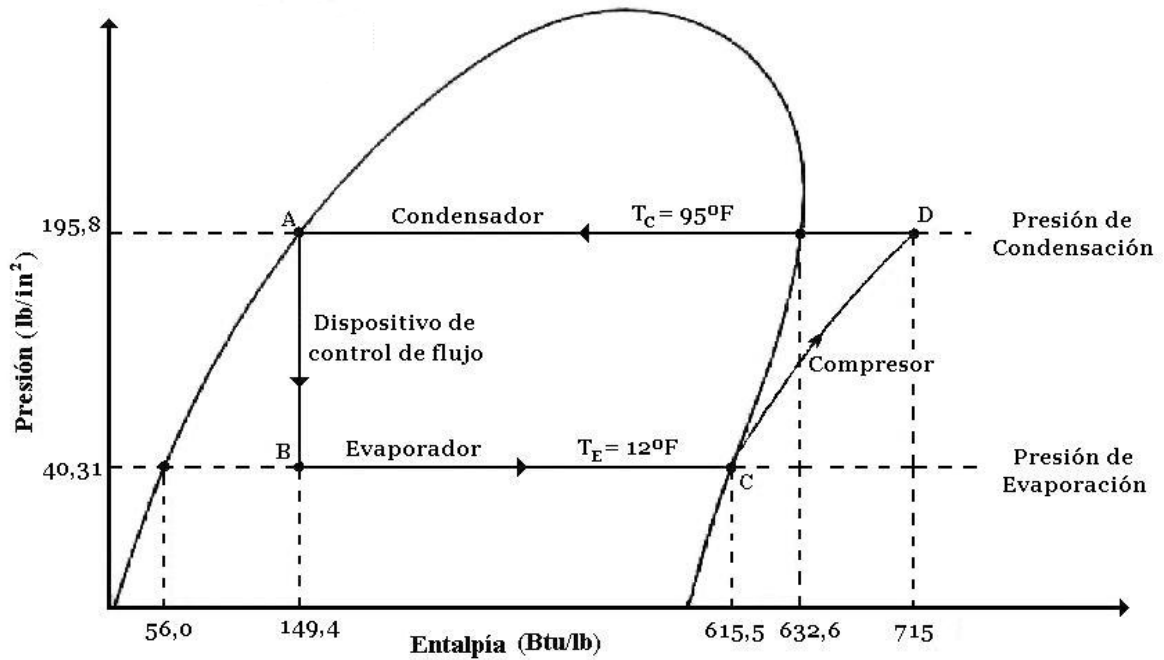


Figura 2.2. Diagrama de Presión-Entalpía para el amoníaco en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor para el sistema principal.

Aunque la figura 2.2 muestra el resultado final de los procesos y valores que se llevan a cabo en el ciclo ideal, su construcción se realiza de manera paralela con los cálculos obtenidos en cada uno de los procesos de expansión, evaporación, compresión y condensación. De este ciclo también se pueden obtener otros valores de importancia para el estudio de sistemas de refrigeración como el *efecto refrigerante*, *trabajo de compresión*, *calor de rechazo*, *flujo másico del refrigerante* y *potencia teórica del compresor*. A continuación se detalla los cálculos realizados en cada proceso.

1. Proceso de Expansión

El proceso de expansión comprendido entre los puntos A y B, se lleva a cabo cuando el amoníaco proveniente del condensador entra al dispositivo de control de flujo como un líquido saturado a una presión de 195,8 psia (presión del lado de alta) y a una temperatura de 95° F. La restricción al paso del refrigerante por el dispositivo de control de flujo provoca una caída de presión hasta 40,31 psia (presión del lado de baja), correspondiente a la temperatura de evaporación de 12° F.

Como se observa en la figura 2.2, el proceso de expansión se realiza a entalpía constante y la salida del dispositivo de control de flujo (punto B) es una mezcla de líquido y vapor. Esta mezcla existe debido a que parte del refrigerante se vaporiza súbitamente al pasar por el dispositivo de control de flujo, puesto que, al no haber transferencia de calor en ningún sentido entre el refrigerante y el medio circundante, el calor latente necesario para vaporizar parte del refrigerante se obtiene de el mismo, y en consecuencia no hay un cambio de entalpía.

Los porcentajes de masas del vapor y del líquido a la salida del proceso de expansión, se puede determinar utilizando las entalpías de saturación de líquido (h_f) y de vapor (h_g) a la temperatura de 12° F, y la entalpía en el punto B que es igual a la entalpía del punto A. El porcentaje de masa de vapor en la mezcla, conocido como *calidad* (X), se obtiene de la siguiente manera [3],

$$X = \frac{h_B - h_f}{h_g - h_f} \times 100\% \quad (2.1)$$

$$X = \frac{149,4 \text{ Btu} / \text{lb} - 56,0 \text{ Btu} / \text{lb}}{615,5 \text{ Btu} / \text{lb} - 56,0 \text{ Btu} / \text{lb}} \times 100\%$$

$$X = 16,7\%$$

2. Proceso de Evaporación

Este proceso es descrito por la línea horizontal B-C en la figura 2.2, lo que indica que es un proceso considerado a presión y a temperatura constante en el ciclo ideal. El proceso termina cuando el amoníaco es un vapor saturado y mantiene sus condiciones hasta la entrada del compresor. De acuerdo con esto, es fácil determinar las condiciones del punto C, como la presión de evaporación (P_E), la temperatura de evaporación (T_E), entalpía de vapor (h_g) el volumen de vapor (v_g) y

la entropía de vapor (s_g), con la ayuda de las tablas de propiedades del líquido y del vapor saturado para el amoníaco presentadas en la tabla B-1:

$$P_E = 40,31 \text{ psia} \quad T_E = 12^\circ \text{ F}$$

$$h_C = h_g = 615,5 \text{ Btu/lb}$$

$$v_g = 6,996 \text{ ft}^3 / \text{lb}$$

$$s_C = s_g = 1,3118 \text{ Btu/lb}^\circ \text{ R}$$

En el proceso de evaporación el refrigerante llega en un estado saturado, fluye en el interior de la tubería, absorbe calor del agua que está por fuera a una temperatura mayor, produciendo un aumento en la entalpía y la vaporización total del amoníaco. Entonces, la cantidad de calor desprendida por el agua (banco de hielo), expresada por el aumento de entalpía en el refrigerante, se conoce como *efecto de refrigeración (E.R.)* y se determina así [3]:

$$E.R. = h_C - h_B \tag{2.3}$$

$$E.R. = 615,5 \text{ Btu/lb} - 149,4 \text{ Btu/lb}$$

$$E.R. = 466,1 \text{ Btu/lb}$$

3. Proceso de Compresión

En el proceso ideal de compresión no existe intercambio de calor entre el refrigerante y el medio circundante (o sea, es un proceso adiabático), y además, si no hay fricción, se considera que la entropía permanece constante en el proceso C-D. Por lo tanto, la entropía que se determinó en el punto C de 1,3118 Btu/lb°R, permanece igual en un proceso isentrópico hasta que se intersecta con la línea horizontal que indica la presión de condensación de 195,8 psia en el punto D, a la salida del compresor.

De esta manera se determina en el punto D una temperatura aproximada de 212° F, que coincide con la temperatura de descarga del compresor, y una entalpía aproximada de 715 Btu/lb. Por lo anterior, en el ciclo ideal la cantidad de energía absorbida en este proceso se debe al trabajo que realiza el compresor sobre el refrigerante para aumentar su presión y se conoce como *trabajo de compresión*

$(W)^2$, determinado a partir del aumento de entalpía entre los puntos C y D. Entonces [3]:

$$W = h_D - h_C \quad (2.4)$$

$$W = 715 \text{Btu} / \text{lb} - 615,5 \text{Btu} / \text{lb}$$

$$W = 99,5 \text{Btu} / \text{lb}$$

4. Proceso de Condensación

El proceso de condensación que se presenta entre los puntos D y A es análogo pero contrario al proceso de evaporación, es decir, mientras que el refrigerante absorbe el calor en la evaporación, en el proceso de condensación lo rechaza. Este calor debe ser transferido a un medio que se encuentra a una temperatura menor, para este caso, al agua proveniente de la red de servicio pública, y cuyo proceso se estudiará en detalle en este capítulo mas adelante. De la misma manera, se considera que este proceso se realiza a presión constante de 195,8 psia (presión del lado de alta) hasta que el amoniaco sale del condensador como un líquido saturado en el punto A. La cantidad de calor que se libera en la condensación se denomina *calor de rechazo (C.R.)*, y se determina de la siguiente manera [3],

$$C.R. = h_D - h_A \quad (2.5)$$

$$C.R. = 715 \text{Btu} / \text{lb} - 149,4 \text{Btu} / \text{lb}$$

$$C.R. = 565,6 \text{Btu} / \text{lb}$$

Es importante observar que el *calor de rechazo (C.R.)* está compuesto por el calor que lleva al amoniaco de una temperatura de 212° F a una de 95° F como un gas saturado, y un calor latente que condensa el gas en líquido saturado. Teniendo en cuenta los calores absorbidos en los procesos anteriores, el *calor de rechazo* es igual a la suma del *efecto refrigerante y el trabajo de compresión*.

² A pesar de que el incremento de energía en el refrigerante se debe al trabajo realizado y no al calor absorbido, el trabajo de compresión es conocido a menudo como calor de compresión en el argot de la industria de refrigeración, y por ende, muy utilizado en los textos y documentos relacionados con esta área.

5. Flujo Másico del Refrigerante

El flujo másico es la cantidad de refrigerante que está circulando en el sistema para producir cierta capacidad de refrigeración, y se determina mediante la siguiente expresión [3]:

$$\dot{m} = \frac{Q_p}{E.R.} \quad (2.6)$$

Donde, \dot{m} es el flujo másico en lb/min, Q_p la capacidad de refrigeración del sistema en Btu/min y E.R. es el efecto de refrigeración (encontrado en el ítem 2 de esta sección). Como en este caso no se conoce la capacidad de refrigeración del sistema principal, siendo un valor a determinar, los cálculos se realizan para una tonelada de refrigeración (1 t.r.) que equivale a 200 Btu/min o 12.000 Btu/h (ver anexo E).

$$\dot{m} = \frac{200 \text{Btu} / \text{min}}{466,1 \text{Btu} / \text{lb}}$$

$$\dot{m} = 0,429 \text{lb} / \text{min}$$

Entonces, se puede decir que idealmente circulan 0,429 lb/min de amoniaco para producir una tonelada de refrigeración.

6. Potencia teórica requerida por el compresor

A nivel industrial es más conveniente determinar la potencia necesaria para accionar el compresor, que determinar el trabajo requerido por este. La potencia teórica requerida se puede encontrar mediante la siguiente expresión [3]:

$$P = (W)(\dot{m}) \quad (2.7)$$

Donde, P es la potencia teórica requerida por el compresor en Btu/min, W es el trabajo de compresión en Btu/lb y \dot{m} el flujo másico del refrigerante en lb/min. Entonces, de acuerdo con los valores obtenidos en los ítems 3 y 5, se tiene:

$$P = (99,5 \text{Btu} / \text{lb})(0,429 \text{lb} / \text{min})$$

$$P = 42,69 \text{Btu} / \text{min}$$

$$P = (42,69 \text{ Btu} / \text{min}) \left(\frac{1 \text{ hp}}{42,42 \text{ Btu} / \text{min}} \right)$$

$$P = 1,01 \text{ hp}$$

Es importante recordar que en el ítem 5, el flujo másico del refrigerante se determinó para producir una tonelada de refrigeración y por lo tanto, la potencia *mínima* para producir una tonelada de refrigeración es de 1,01 hp.

Teniendo en cuenta que el sistema de refrigeración principal opera con un compresor de 60 hp, se puede asumir que el compresor está en capacidad de producir 59,4 toneladas de refrigeración (59,4 t.r.) en el sistema con las condiciones del ciclo ideal, es decir cuando el compresor trabaja con una eficiencia del 100 % y los demás elementos del sistema trabajan a capacidades plenas.

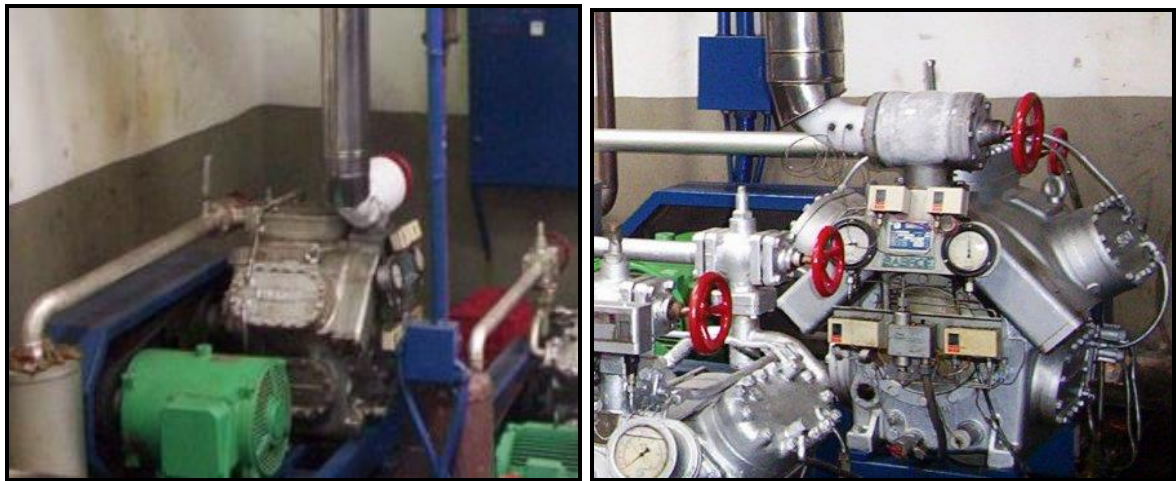
Se sabe que la capacidad de refrigeración real de este sistema estaría por debajo de de la capacidad teórica que se ha obtenido, si se tiene en cuenta las pérdidas ocasionadas en cada uno de los componentes que conforman el sistema de refrigeración, entre otros factores. Una mejor aproximación de la capacidad de refrigeración del sistema principal se realizará en las siguientes secciones, donde se estudia las capacidades de cada elemento del sistema.

2.1.3 Compresor

La principal función de un compresor de refrigeración es aumentar la presión del gas refrigerante procedente del evaporador hasta la presión a la cual el gas puede ser condensado y posteriormente recuperado para iniciar de nuevo el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, como ya se explicó en el capítulo anterior. Además de la función principal, el compresor cumple con la tarea de proporcionar la energía necesaria para hacer que el refrigerante circule a través de la tubería y el equipo, y genera la diferencia de presiones adecuada en el dispositivo de control de flujo, para que en el refrigerante sufra la caída de temperatura que necesita antes de entrar al evaporador.

Existen varios tipos de compresores usados en los sistemas de refrigeración: reciprocantes, rotatorios, helicoidales y centrífugos; siendo los compresores reciprocantes los más usados [4]. Los compresores que operan los sistemas de refrigeración en Friesland de Colombia S.A. son reciprocantes (también conocidos como alternativos) y de tipo abierto, donde el compresor y el motor eléctrico que lo impulsa van por separado.

El sistema de refrigeración trabaja en la actualidad con un compresor Sabroe modelo SMC 106 S (ver figura 2.3) con una potencia de 60 hp, de compuesto por cilindros, pistones, un eje de transmisión y válvulas de succión y descarga. Los datos técnicos más relevantes para determinar su capacidad, son proporcionados por el fabricante y se presentan en la tabla 2.3.



(a)

(b)

Figura 2.3. Fotografías del compresor Sabroe modelo SMC 106 S de 60 hp que opera en el sistema de refrigeración principal. a) Vista Frontal b) Vista Lateral.

Tabla 2.3. Datos Técnicos del compresor Sabroe modelo SMC 106 S de 60 hp.

| | | |
|---------------------------|-----------------------|--------------------------|
| Diámetro del Pistón | 100 mm | 3,94 in |
| Carrera del Pistón | 80 mm | 3,15 in |
| Numero de Cilindros | 6 | |
| Velocidad del Pistón | 1500 RPM | |
| Desplazamiento del Pistón | 339 m ³ /h | 200 ft ³ /min |
| Capacidad Nominal* | 194 kW | 55,1 t.r. |

* Capacidad Nominal basada en las temperaturas de evaporación de 14° F y de condensación de 95° F.

1. Control de Capacidad

La selección de la capacidad del compresor depende de la carga máxima de refrigeración que el sistema vaya a manejar, en este caso, la cantidad de leche que debe ser enfriada por medio del suministro de agua helada. Como se estudiará en el siguiente capítulo, la cantidad de litros de leche enfriados por día fluctúa constantemente y por lo tanto, no se necesita que el sistema este trabajando a plena capacidad en todo momento.

Al disminuir la carga de enfriamiento, el dispositivo de control de flujo del evaporador reduce el flujo másico del refrigerante, pero como el compresor es un dispositivo de desplazamiento constante, bombea un volumen constante de gas, siendo que al entrar a la succión una cantidad menor de gas refrigerante, la presión y la temperatura disminuyen.

La caída de la presión de succión provoca que la temperatura de evaporación disminuya, en ocasiones, lo suficiente como para formar hielo en el serpentín del evaporador, lo que reduce la transferencia de calor y evita un correcto funcionamiento del sistema. Además, la formación de hielo causa una caída adicional de la temperatura de evaporación y de la presión de succión, y en el caso específico del sistema principal, al estar el serpentín sumergido (casi en su totalidad) en agua, el congelamiento repetido ha provocado con el tiempo una fractura estructural en el deposito conocido como “banco de hielo”, convirtiéndose en el problema más relevante a tratar.

Para solucionar este tipo de inconvenientes existen métodos de control de capacidad del compresor que funcionan mediante la reducción de la cantidad de refrigerante comprimido. Los métodos más usados y conocidos en la industria de la refrigeración para controlar la capacidad del compresor reciprocante son [3]:

- ◆ Control de arrancar y parar.
- ◆ Variación de la velocidad.
- ◆ Descarga de cilindros.
- ◆ Desviación del gas caliente.

El método que se aplica para controlar la capacidad del compresor del sistema de refrigeración principal en Friesland de Colombia S.A. es el de arrancar y parar su funcionamiento. Normalmente la detención del sistema se realiza en las horas en que la planta de producción no consume grandes cantidades de agua helada, lo que elimina la formación de hielo por un momento, sin embargo no ha sido suficiente para evitar que la fractura estructural empeore paulatinamente.

2. Desplazamiento del Pistón del Compresor

El volumen total barrido por el pistón en el cilindro en un determinado tiempo se conoce como *desplazamiento del pistón del compresor*, y se determina en pies cúbicos por minuto mediante la siguiente ecuación [3]:

$$V = \frac{\pi \times D^2 \times L \times n \times N}{4 \times 1728} \quad (2.8)$$

Donde D es el diámetro del pistón (in), L es el recorrido lineal del pistón (in), conocido comúnmente como *la carrera del pistón*, n es el número de cilindros y N la velocidad en revoluciones por minuto del cigüeñal (rpm). Estos datos normalmente son proporcionados por el fabricante como se indicó en la tabla 2.3, incluso el desplazamiento del pistón. Esto es,

$$V = \frac{\pi \times (3,94)^2 \times (3,15) \times (6) \times (1500)}{4 \times 1728}$$

$$V = 200 \text{ft}^3 / \text{min}$$

Este es el volumen que están en capacidad de recorrer los pistones, sin embargo, a fin de evitar que cada pistón golpee el plato de la válvula y poder alargar la vida útil de las piezas, se debe proveer un volumen de tolerancia en el extremo de la carrera de compresión llamado *claro*. Por lo tanto, el volumen de gas refrigerante que entra al compresor es inferior a 200 ft³/min.

3. Desplazamiento Teórico del Compresor

Para determinar la cantidad de flujo volumétrico del gas refrigerante en la entrada de succión del compresor, es válido hacer una estimación teórica desde el punto de vista del ciclo ideal. Este valor se conoce como el *desplazamiento teórico del compresor* (V_T) y se calcula a partir de la siguiente expresión [3]:

$$V_T = (v)(\dot{m}) \quad (2.9)$$

Donde v es el volumen específico del refrigerante en la succión del compresor y \dot{m} el flujo másico del refrigerante. Siguiendo las condiciones del ciclo ideal, el volumen del refrigerante en la succión es igual al volumen de vapor saturado de

6,996 ft³/lb a la temperatura de evaporación (12° F), dato que se puede obtener fácilmente de las tablas de propiedades del líquido y del vapor saturado para el amoníaco que aparecen en la tabla B-1. Por otro lado el flujo másico del refrigerante se determinó en el ítem 5 de la sección anterior como 0,429 lb/min. Entonces, el desplazamiento teórico del compresor es:

$$V_T = (6,996 \text{ ft}^3 / \text{lb})(0,429 \text{ lb} / \text{min})$$

$$V_T = 3 \text{ ft}^3 / \text{min}$$

Recordando que bajo las condiciones de ciclo ideal el compresor está en capacidad de producir 59,4 t.r., y teniendo en cuenta que el flujo másico ha sido determinado para una tonelada de refrigeración (1 t.r.), el desplazamiento teórico total es:

$$V_T = (3 \text{ ft}^3 / \text{min t.r.})(59,4 \text{ t.r.})$$

$$V_T = 178,2 \text{ ft}^3 / \text{min}$$

4. Eficiencia Volumétrica del Compresor

Con base en los valores del desplazamiento teórico del compresor y del desplazamiento del pistón del compresor determinados anteriormente, es posible estimar la *eficiencia volumétrica* (E_v) con la siguiente expresión matemática [3]:

$$E_v = \frac{V_T}{V} \times 100\% \quad (2.10)$$

Donde, E_v representa el porcentaje de eficiencia volumétrica, V_T es el desplazamiento teórico del compresor y V es el desplazamiento del pistón del compresor. Entonces, la eficiencia volumétrica del compresor Sabroe de 60 hp es:

$$E_v = \frac{178,2 \text{ ft}^3 / \text{min}}{200 \text{ ft}^3 / \text{min}} \times 100\%$$

$$E_v = 89,1\%$$

Sin embargo, esta deducción matemática es imprecisa debido que la eficiencia volumétrica varía con las condiciones de operación del sistema y está basada en términos básicamente teóricos, como ya se explicó. Por eso, lo más conveniente es obtener este valor a partir de pruebas reales hechas al compresor.

5. Determinación de la Capacidad del Compresor

Los resultados de las pruebas realizadas a los compresores por parte de los fabricantes, han indicado que la eficiencia volumétrica se puede representar como una función de la *relación de compresión* (R_C), la cual permanece constante independientemente del rango de operación. Por eso, antes de establecer el valor de la eficiencia volumétrica es necesario definir y determinar la relación de compresión con la que está operando el compresor del sistema de refrigeración principal [4].

La *relación de compresión* (R_C) se define como la razón entre la presión absoluta en la descarga (P_D) y la presión absoluta en la succión (P_S). Esto es,

$$R_C = \frac{P_D}{P_S} \quad (2.11)$$

Entonces, de acuerdo con los valores tomados para las presiones de descarga (condensación) y de succión (evaporación) que se muestran en la tabla 2.2., se obtiene la siguiente relación de compresión:

$$R_C = \frac{195,8 \text{ psia}}{40,31 \text{ psia}}$$

$$R_C = 4,9$$

El valor de la eficiencia volumétrica correspondiente a este valor de R_C , se obtiene a partir de la gráfica experimental (tomada de DOSSAT, Roy J. Principios de Refrigeración [4]) que se observa en la figura 2.4. es aproximadamente 68 %. Sin embargo, es necesario realizar un pequeño ajuste a este valor debido a que los valores presentados en la figura 2.4 corresponden a compresores que usan halocarburos, con un rango entre 5 y 25 hp. Entonces, para determinar la eficiencia volumétrica correspondiente al compresor del sistema principal hay que tener en cuenta que los compresores que usan amoníaco son de 5 a 10% más eficientes que los compresores de halocarburos, y además, las variaciones de la eficiencia debida al tamaño del compresor son pequeñas y proporcionales al tamaño, es decir, el compresor Sabroe de 60 hp tiene una eficiencia ligeramente mayor que el rango

especificado. Por eso, se estima que la eficiencia volumétrica está un 10 % por encima del valor inicial o sea el 78 %. Con base en este dato, se puede obtener una estimación más cercana a la realidad de la capacidad de refrigeración que puede producir el compresor.

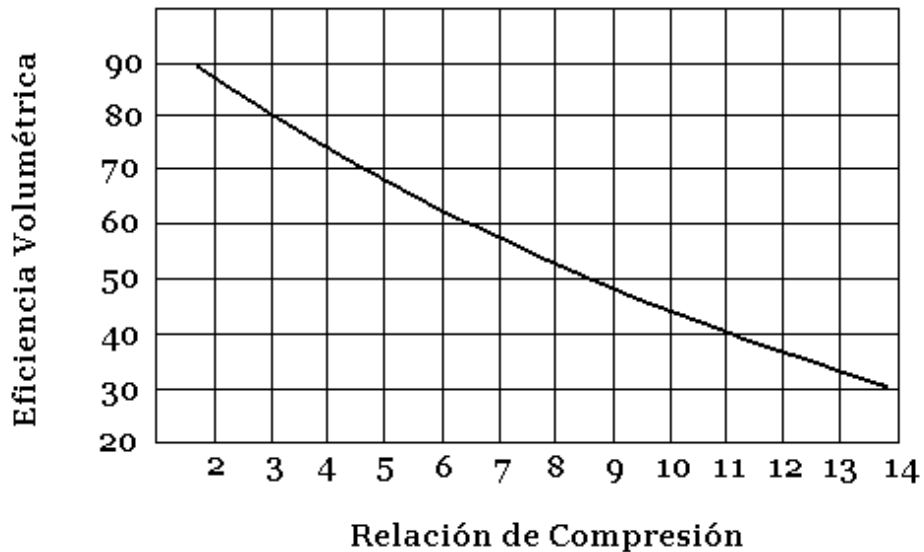


Figura 2.4. Efecto de la relación de compresión sobre la eficiencia volumétrica en un compresor de halocarburos.

Fuente: DOSSAT, Roy J. Principios de Refrigeración. 2 ed. México: Compañía Editorial Continental, 2002. p 279.

Entonces, despejando el desplazamiento teórico del compresor en la ecuación 2.10, y reemplazando el desplazamiento del pistón del compresor y la eficiencia volumétrica, se tiene:

$$V_T = 200 \text{ ft}^3 / \text{min} \times 78\%$$

$$V_T = 156 \text{ ft}^3 / \text{min}$$

Del ítem 3 de esta sección, se sabe que el desplazamiento teórico del compresor para producir una tonelada de refrigeración (1 t.r.) es 3 ft³/min. Por lo tanto, si el desplazamiento teórico total es 156 ft³/min, el compresor está en capacidad de producir 52 toneladas de refrigeración. Teniendo en cuenta que el valor nominal de la capacidad que proporciona el fabricante (ver tabla 2.3) es 55,1 t.r., el valor

calculado de 52 t.r. es un valor aceptable, ya que se esperaba que la capacidad de refrigeración obtenida fuera menor que la capacidad nominal proporcionada por el fabricante, debido a múltiples factores como el tiempo de servicio, desgaste en las piezas, modificaciones en el montaje, entre otras, que han contribuido a que se disminuya la capacidad del sistema.

2.1.4 Condensador

La principal función del condensador es enfriar el gas refrigerante que sale del compresor hasta que este cambie su estado a líquido. La transferencia de calor se da, cuando el refrigerante entra en contacto con un medio condensante (generalmente agua y/o aire) que se encuentra a una temperatura inferior, y se encarga de absorber el calor que el refrigerante adquirió en el evaporador y en el compresor [3,4].

Los condensadores pueden clasificarse según el medio de enfriamiento utilizado y la manera en que se transfiere calor al medio condensante. Los más conocidos en la industria de la refrigeración son los condensadores enfriados por aire, los enfriados por agua y los evaporativos. Los sistemas de refrigeración principal y auxiliar utilizan condensadores evaporativos, mientras que el sistema de refrigeración secundario trabaja con un condensador enfriado por aire, del cual se hablará más adelante.

Los condensadores evaporativos combinan aire y agua en su trabajo de remoción de calor sobre el refrigerante. El funcionamiento de estas unidades consiste en bombear el agua, desde un depósito en la parte inferior del condensador hasta la parte superior del mismo, donde el agua es rociada sobre el serpentín que contiene al refrigerante. Parte de esta agua se evapora al entrar en contacto con el serpentín y la otra parte se recoge en el depósito ubicado en la parte inferior del condensador, para ser recirculada.

Mientras que el agua es rociada, un ventilador ubicado en la parte inferior del condensador introduce aire del ambiente, el cual arrastra el vapor de agua. Con el fin de reducir la pérdida de agua al expulsar el aire del condensador, este está provisto de unos deflectores en la parte superior que recuperan parte del agua arrastrada por el aire (ver figura 2.5).

Entonces, una parte de la transferencia de calor se presenta cuando el agua absorbe el calor latente necesario para evaporarse, y la otra parte, se aprecia en el incremento de temperatura en el agua y en el aire, por efecto del calor sensible.

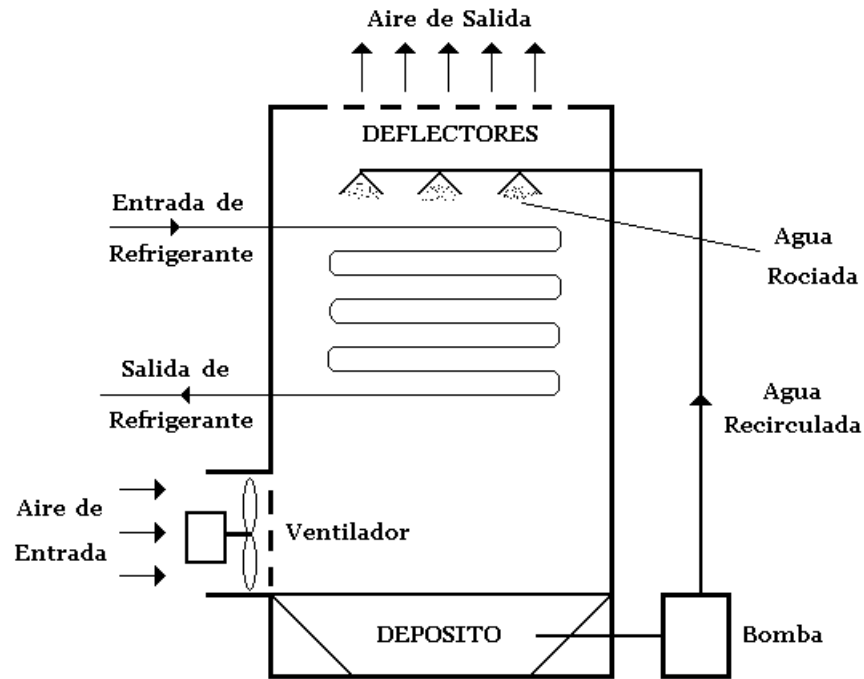


Figura 2.5. Esquema básico del condensador evaporativo

1. Pérdidas de Agua en el Condensador

Los depósitos de los condensadores evaporativos que operan el sistema de refrigeración principal y auxiliar, están conectados a un tanque de almacenamiento que se encarga de reponer las pérdidas de agua que tenga cada condensador, cuando una válvula de flotador lo indique. Las principales causas de pérdida de agua son:

- La evaporación de parte del agua rociada. Teóricamente esta pérdida se estima en el 1 % del flujo total de agua rociada [3].
- El arrastre de las gotas de agua transportadas por el aire hacia el exterior por acción del ventilador. Esta cantidad constituye una pequeña fracción de la pérdida por evaporación.

Experimentalmente se determinaron estas pérdidas, a partir del consumo aproximado del agua contenida en el tanque de almacenamiento. Por lo tanto, el flujo de agua sustituida en los depósitos de los dos condensadores es:

$$\frac{\text{Capacidad del Tanque}}{\text{Tiempo de Vaciado}}$$

$$\left(\frac{900l}{4,67h}\right)\left(\frac{1h}{3600s}\right) = 0,054l / s$$

- Por ultimo, el reemplazo de agua en el depósito del condensador que es de 45 litros (dato proporcionado por el fabricante). Cada vez que se realiza una “purga” por mantenimiento se pierde esta cantidad de agua en cada condensador. La purga debe realizarse debido a que las impurezas de los alrededores y los sólidos disueltos en el agua entran en los condensadores, y cuando se precipitan en el fondo del depósito forman lodo, disminuyendo el volumen de operación.

2. Determinación Teórica de la Capacidad del Condensador

La capacidad del condensador se puede determinar teóricamente a partir del calor de rechazo calculado en el ciclo ideal (ver item 4, sección 2.1.2), de el flujo másico y de la capacidad del compresor, así:

$$Q_{COND} = (C.R.)(\dot{m})(Q_{COMP}) \quad (2.12)$$

$$Q_{COND} = \left(565,6 \frac{Btu}{lb}\right)\left(0,429 \frac{lb}{\text{min } t.r.}\right)(52t.r.)$$

$$Q_{COND} = 12.617,4 Btu / \text{min} = 63,1 t.r.$$

Lo que indica que el condensador debe retirar 12.617,4 Btu/min o 63,1 toneladas de refrigeración del amoniaco, para ser enviado al dispositivo de control de flujo y cumplir su ciclo. Este valor es el resultado de calcular teóricamente el calor que absorbe el amoniaco en los procesos de evaporación y compresión, sin tener en cuenta el sobrecalentamiento que adquiere el refrigerante en la tubería que une el evaporador con el compresor conocida como *tubería de succión*.

Una mejor aproximación de la capacidad del condensador, se obtiene al estimar la cantidad de calor absorbido por el refrigerante en el sobrecalentamiento, al comparar la temperatura de evaporación de 12° F (tabla 2.2) y de succión 20° F (tabla 2.1), y considerando que el proceso de evaporación se da a presión constante.

De acuerdo con las tablas de propiedades del líquido y del vapor saturado (anexo B) y con el diagrama de presión-entalpía del amoníaco (anexo C), se tiene que a la presión de evaporación (40,31 psia) la entalpía del amoníaco a 12° F es 615,5 Btu/lb y a 20° F es 620 Btu/lb aproximadamente. Teniendo en cuenta que el calor absorbido está dado por [5]:

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_{C'} - h_C) \quad (2.13)$$

la cantidad de calor debida al sobrecalentamiento es:

$$\dot{Q}_{SOBC} = \left(0,429 \frac{lb}{\min t.r.}\right) (52 t.r.) \left(620 \frac{Btu}{lb} - 615,5 \frac{Btu}{lb}\right)$$

$$\dot{Q}_{SOBC} = 100,4 Btu / \min = 0,50 t.r.$$

Así, la capacidad teórica total del condensador es:

$$Q_{TOTAL} = Q_{COND} + \dot{Q}_{SOBC} = 12.717,8 Btu / \min = 63,6 t.r.$$

Por lo tanto, el condensador debe retirar aproximadamente 12.717,8 Btu/min o 63,6 t.r. del amoníaco, para que este pueda cambiar a su fase líquida.

3. Determinación Experimental de la Capacidad del Condensador

El sistema de refrigeración principal está provisto por dos condensadores evaporativos Baltimore Aircoil modelo VXC-25, de los cuales se desconoce su capacidad nominal. Por lo tanto, la determinación de la capacidad del condensador se obtiene a partir de los cálculos de transferencias de calor del refrigerante hacia los medios condensantes aire y agua, tomando como base las temperaturas obtenidas en operación (ver tabla 2.4) y los datos que proporciona el fabricante en su catalogo (ver tabla 2.5).

Tabla 2.4. Datos del agua y el aire en operación de los condensadores Baltimore.

| MEDIO CONDENSANTE | TEMPERATURA | | | | DENSIDAD PROMEDIO (lb/ft ³) |
|----------------------|-------------|------|--------|------|--|
| | ENTRADA | | SALIDA | | |
| | °C | °F | °C | °F | |
| AGUA | 19 | 66,2 | 28 | 82,4 | 62,2 |
| AIRE | 19 | 66,2 | 22 | 71,6 | 0,075 |

Tabla 2.5. Datos técnicos del condensador Baltimore Aircoil modelo VXC-25.

| | | |
|-------------------------------|-----------------------|---------------------------|
| Flujo de aire | 2,5 m ³ /s | 88,3 ft ³ /s |
| Flujo de agua rociada | 2,2 l/s | 4,66 ft ³ /min |
| Carga de amoniaco | 15 kg | 33 lb |
| Volumen de operación del agua | 45 l | 11,9 gal |

Primero, la cantidad de calor que se transfiere por evaporación del agua (\dot{Q}_1), se puede determinar a partir de su flujo másico (\dot{m}) y calor latente (L) mediante la siguiente ecuación [6]:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}L \quad (2.15)$$

Si se toma como referencia la cantidad de agua sustituida (0,054 l/s), determinada en el ítem 1 de esta sección, se puede estimar que la cantidad de agua perdida por evaporación es aproximadamente el 80% de toda el agua sustituida, lo que representa 0,043 l/s (0,091 ft³/min). Teniendo en cuenta que este valor corresponde a las dos torres de condensación, es decir, en un condensador el agua sustituida es 0,0215 l/s (0,0455 ft³/min), y este valor no está lejos del valor teórico del 1 % del agua total rociada equivalente a 0,022 l/s (0,047 ft³/min), tal como se menciona en el ítem 1.

Entonces, tomando este flujo, la densidad promedio (ver tabla 2.4), y un calor latente de 1.047,5 Btu/lb del agua a la temperatura de saturación, se obtiene la transferencia de calor debida a la evaporación en los dos condensadores:

$$\dot{Q}_1 = \left(0,091 \frac{ft^3}{min} \right) \left(62,2 \frac{lb}{ft^3} \right) \left(1.047,5 \frac{Btu}{lb} \right)$$

$$\dot{Q}_1 = 5.929,1 Btu / min$$

Segundo, la cantidad de calor absorbida por el agua y por el aire como consecuencia de la variación de temperatura (\dot{Q}_2), se puede determinar conociendo el flujo másico (\dot{m}) y el calor específico (C_e) de los medios condensantes mediante la siguiente ecuación [6]:

$$\dot{Q}_2 = \dot{m} C_e (T_f - T_i) \quad (2.16)$$

Ahora, si el flujo de agua que no se pierde en un condensador es 2,146 l/s (4,55 ft³/min), determinado a partir de la diferencia entre el flujo de agua rociada (ver tabla 2.5) y el flujo de agua sustituida para un condensador; y reemplazando los valores de las temperaturas de entrada y de salida del agua, que aparecen en la tabla 2.4, en la ecuación 2.16 se tiene:

$$\dot{Q}_{AGUA} = \left(4,55 \frac{ft^3}{min} \right) \left(62,2 \frac{lb}{ft^3} \right) \left(1 \frac{Btu}{lb^\circ F} \right) (82,4^\circ F - 66,2^\circ F)$$

$$\dot{Q}_{AGUA} = 4.584,8 Btu / min$$

De manera análoga, se determina la cantidad de calor que es transferida al aire, reemplazando el flujo mostrado en la tabla 2.5 y las temperaturas de entrada y de salida que aparecen en la tabla 2.4, se tiene:

$$\dot{Q}_{AIRE} = \left(88,3 \frac{ft^3}{s} \right) \left(\frac{60s}{1min} \right) \left(0,075 \frac{lb}{ft^3} \right) \left(0,24 \frac{Btu}{lb^\circ F} \right) (71,6^\circ F - 66,2^\circ F)$$

$$\dot{Q}_{AIRE} = 515,0 Btu / min$$

Por lo tanto, la cantidad de calor sensible que absorbe el agua y el aire, en un condensador es 5.099,8 Btu/min y en los dos condensadores es 10.199,6 Btu/min. Sumando la cantidad de calor latente (\dot{Q}_1) y la cantidad de calor sensible (\dot{Q}_2), calculadas anteriormente, se tiene que la transferencia de calor total en los dos condensadores es 16.128,7 Btu/min o 80,6 t.r. Lo que indica, que está por encima de la capacidad teórica estimada en 63,6 t.r. y su incremento porcentual es:

$$\frac{80,6 - 63,6}{63,6} \times 100 = 26,7\%$$

Este incremento del 26,7 % de la capacidad de operación sobre la capacidad teórica, es un valor conveniente para un buen desempeño del sistema, puesto que al tener una capacidad de operación mayor se asegura la condensación del amoniaco ante cualquier pérdida energética. Incluso, una mayor capacidad de condensación puede producir un subenfriamiento en el refrigerante, lo que incrementa la capacidad y mejora el desempeño del sistema.

2.1.5 Control de Flujo del Refrigerante

El dispositivo de control de flujo es el encargado de restringir el paso del refrigerante al evaporador, y lo mas importante, producir un descenso significativo en la presión del fluido, tal que el medio a enfriar (en este caso el agua), pueda ceder el calor necesario para que el refrigerante proveniente del condensador en estado liquido pueda evaporarse.

La mayoría de los dispositivos de control de flujo son válvulas, lo que permite abrir y cerrar el paso del refrigerante dependiendo de las condiciones. Entre estos tipos se encuentran: *válvula de expansión manual*, *válvula de expansión termostática*, *válvula de expansión automática* y *válvula de flotador del lado de alta y de baja*. Otros dispositivos de control de flujo tienen una abertura muy pequeña, que es constante y dosifica el paso del refrigerante. Entre estos los más usados son: *el tubo capilar* y *el orificio*.

Hasta hace unos años, el sistema de refrigeración principal de la planta de Friesland de Colombia S.A. utilizaba como dispositivo de control de flujo una válvula de flotador del lado de alta, sin embargo, el deterioro de este dispositivo ocasionaba constantemente fallas en la operación del sistema. Por esta razón, el departamento de mantenimiento optó por reemplazar este dispositivo por una placa en acero inoxidable con un *orificio* muy pequeño ($\phi = 3 \text{ mm}$) en el centro de esta, y ubicada antes de entrar al tanque acumulador.

Como en este dispositivo no se consideran cambios de entalpía, debido a que cualquier cambio de energía que se lleve a cabo en este proceso es insignificante, el estudio de este dispositivo se centra en examinar la elección del diámetro del orificio y no en la capacidad o cantidad de calor que pueda absorber o ceder, como sucede con los otros elementos del sistema de refrigeración.

Determinación del Diámetro del Orificio

Como el *orificio* es tal vez, el dispositivo de control de flujo más sencillo, la determinación de su tamaño (bajo ciertas consideraciones), se basa en los principios básicos de la mecánica de fluidos, como la ecuación de continuidad y el teorema de Bernoulli.

Primero, se determina el flujo o gasto volumétrico en el lado de alta, antes de pasar por el dispositivo de control de flujo, a partir del flujo másico y la densidad de líquido del refrigerante en estado saturado a una temperatura de 95° F, mediante la siguiente ecuación:

$$G = (\dot{m})(Q_{COMP}) \left(\frac{1}{\rho_{Liq}} \right) \quad (2.17)$$

Reemplazando,

$$G = \left(0,429 \frac{lb}{\min t.r.} \right) (52 t.r.) \left(\frac{1}{36,67 \frac{lb}{ft^3}} \right)$$

$$G = 0,6084 ft^3 / \min$$

Recordando que el flujo del refrigerante también se puede definir como el producto entre el área de la sección transversal del tubo (A_1) y la velocidad en esta sección (v_1), se tiene [7]:

$$G = A_1 \times v_1 \quad (2.18)$$

Para obtener la velocidad antes de que pase por el *orificio*, se despeja la ecuación 2.18 y se reemplaza el área a partir del diámetro exterior de 1,5 in del tubo que une

el tanque receptor de líquido con el tanque acumulador. Por lo tanto, la velocidad es:

$$v_1 = \frac{1051,3 \text{ in}^3 / \text{min}}{1,767 \text{ in}^2}$$

$$v_1 = 595,0 \text{ in} / \text{min} = 49,6 \text{ ft} / \text{min}$$

Considerando que el estado 1 representa las condiciones del refrigerante en el tanque receptor después de pasar por el condensador y el estado 2 representa el estado del refrigerante después de pasar por el orificio, se tiene la ecuación de Bernoulli como [7],

$$p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} + \rho g h_1 = p_2 + \frac{\rho v_2^2}{2} + \rho g h_2 \quad (2.19)$$

Donde, al realizar el despeje de la velocidad en el estado 2, se tiene:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho} + v_1^2 + 2g(h_1 - h_2)}$$

$$v_2 = 11.956 \text{ ft} / \text{min}$$

Con,

$p_1 - p_2 = 155,5 \text{ psi}$, la diferencia entre las presiones de condensación y de evaporación.

$h_1 - h_2 = 9,8 \text{ ft}$, la diferencia de alturas entre el tanque receptor de líquido y el orificio ubicado antes del tanque acumulador.

$v_1 = 49,6 \text{ ft} / \text{min}$, la velocidad del estado 1 determinada anteriormente.

Entonces, reemplazando la velocidad (49,6 ft/min), la diferencia de presión entre los estados de (155,5 psi), y constantes como la densidad y la gravedad; se obtiene

una velocidad de 11.956 ft/min, utilizando este resultado en la ecuación 2.18 se puede obtener el área aproximada del orificio, de la siguiente manera:

$$A_2 = \frac{0,6084 ft^3 / \text{min}}{11.956 ft / \text{min}}$$

$$A_2 = 50,89 \times 10^{-6} ft^2 = 7,33 \times 10^{-3} in^2$$

Ahora, este resultado se reemplaza en la formula del área del círculo, y despejando el diámetro del orificio se obtiene:

$$\phi = \sqrt{\frac{4A_2}{\pi}}$$

$$\phi = 96,6 \times 10^{-3} in = 2,45 mm$$

Al comparar este resultado con el orificio de 3 mm que opera como dispositivo de control de flujo, se observa que el diseño está dentro de unos límites razonables, teniendo en cuenta que hay limitaciones técnicas, para hacer orificios con precisión de la décima parte de un milímetro y las pérdidas que pueden existir en el flujo de refrigerante desde el tanque receptor hasta el acumulador que se encuentra “encima” del evaporador.

2.1.6 Evaporador

La principal función del evaporador, como ya se ha mencionado, es propiciar la transferencia de calor adecuada, para que el refrigerante en estado líquido se evapore al absorber calor de un medio externo que se desea enfriar, en este caso el agua, que posteriormente se convierte en el suministro de agua helada distribuido en la planta de producción.

Debido a las diversas aplicaciones de la refrigeración mecánica, existen evaporadores con gran variedad de tipos, formas, tamaños y diseños. La principal clasificación de evaporadores se da de acuerdo con el tipo de construcción, la cual puede ser *de tubo descubierto*, *superficie de placa y aletados* [4]. El evaporador del sistema principal, es de tubo descubierto, en acero como se acostumbra cuando se trabaja con amoníaco, y de serpentín inundado, donde el refrigerante fluye por

dentro de los tubos, mientras que el agua permanece por fuera de los mismos cubriéndolos totalmente.

En evaporadores de gran tamaño como este, existe un tanque de almacenamiento que se dispone entre el dispositivo de control de flujo y el evaporador, llamado *acumulador o trampa de succión*. En este tanque, el gas de vaporización súbita que se forma cuando disminuye la presión del refrigerante al entrar al acumulador, se extrae por la parte superior y fluye por la línea de succión hacia el compresor. De tal manera, que solo el refrigerante en estado líquido entra al serpentín del evaporador (lo cual es importante para su eficiencia). Si hay refrigerante que después de pasar por el evaporador no se evapora, se recircula nuevamente a través del acumulador, mientras que el vapor se separa en la parte superior del mismo y fluye hacia la línea de succión.

1. Determinación Teórica de la Capacidad del Evaporador

Es importante recordar que en el evaporador del sistema principal o banco de hielo, converge el agua enfriada en los otros sistemas de refrigeración con una capacidad aproximada de 62,7 m³ (16.565,4 gal US) y de ahí, es enviada hacia la planta de producción como suministro. Por lo tanto, la capacidad teórica que determina está ligada al funcionamiento del sistema de refrigeración principal, y no tiene en cuenta que la capacidad real del evaporador está muy por encima de este valor, ya que a el se llega el agua proveniente de otros sistemas.

Entonces, revisando el ítem 5 de la sección 2.1.2, donde se determino el flujo másico del refrigerante a partir de la capacidad de refrigeración del sistema y el efecto refrigerante, se observa que la capacidad teórica del evaporador de forma independiente es la misma capacidad del compresor (52 t.r.) que se determinó en el ítem 5 de la sección 2.1.3. Teniendo en cuenta que el flujo másico está determinado para producir una tonelada de refrigeración (1 t.r.), la expresión matemática que confirma esto es:

$$Q_{EVAP} = (E.R.)(\dot{m})(Q_{COMP}) \quad (2.17)$$

$$Q_{EVAP} = \left(466,1 \frac{Btu}{lb} \right) \left(0,429 \frac{lb}{\min t.r.} \right) (52 t.r.)$$

$$Q_{EVAP} = 10.397,8 Btu / \min = 52,0 t.r.$$

2. Ecuación de Transferencia de Calor

La capacidad de cualquier evaporador o serpentín de enfriamiento, es la cantidad de calor que se transfiere entre el agua que cubre el serpentín y el refrigerante que fluye en el interior de el, expresada en Btu por hora. Por lo tanto, la transferencia de calor se determina a partir de la siguiente de ecuación [4]:

$$Q = (U)(A)(DTME) \quad (2.18)$$

Donde, U es el coeficiente de transferencia de calor total en Btu/ft² h °F, A es el área de la superficie de transferencia de calor de la tubería en ft² y $DTME$ es la diferencia de temperatura media efectiva en °F.

El coeficiente de transferencia de calor es el inverso multiplicativo de la resistencia que ofrece las paredes del evaporador al flujo de calor entre el agua y el amoniaco. Por lo tanto, la resistencia se expresa como [4]:

$$R = \frac{1}{U} = \frac{r}{f_i} + \frac{L}{k} + \frac{1}{f_e} \quad (2.19)$$

Donde, R es la resistencia térmica total, U es el coeficiente de transferencia de calor total, r es la relación entre la superficie exterior e interior del tubo, f_i es el factor de conductancia de la película en el interior del tubo, L es el espesor del tubo, k es la conductividad térmica del tubo, y f_e es el factor de conductancia de la película exterior del tubo.

Por otro lado, la diferencia de temperatura media efectiva conocida también como la diferencia de temperatura media logarítmica es igual a [4]:

$$DTME = \frac{(T_E - T_R) - (T_S - T_R)}{\ln \left[\frac{T_E - T_R}{T_S - T_R} \right]} \quad (2.20)$$

Donde, T_E es la temperatura de entrada del agua, T_S es la temperatura de salida del agua y T_R es la temperatura del refrigerante.

3. Determinación Experimental de la Capacidad del Evaporador

Para determinar la capacidad del evaporador con las ecuaciones anteriores, se cuenta con la información suministrada por el fabricante (tabla 2.6), los datos obtenidos en el evaporador (tabla 2.7), y los valores de conductividad térmica del amoníaco, el agua y el acero al carbón (tabla 2.8); bajo las siguientes consideraciones:

- El agua no fluye alrededor del serpentín que contiene el refrigerante y por lo tanto, su resistencia térmica solo se debe al fenómeno de conducción. Esta aproximación es válida, debido a que los ductos por los que entra y sale el agua del evaporador están del mismo lado, y como consecuencia el flujo alrededor de la tubería es pequeño.
- El agua que entra al evaporador proviene de dos líneas diferentes, como ya se explicó, pero en promedio la temperatura de entrada es de 8° C.
- La temperatura de salida del agua en el evaporador, varía de acuerdo con los consumos de la planta de producción entre 2° C y 4° C. Para efectos de obtener la mayor capacidad del evaporador se tomará la menor temperatura alcanzada en el sistema.
- A pesar de que el refrigerante fluye en el interior del serpentín, no se considera la transferencia de calor por convección. Esta consideración le resta eficiencia a la transferencia de calor total que hay entre el amoníaco y el agua.

Tabla 2.6. Datos de la tubería del serpentín proporcionados por el fabricante.

| | | |
|------------------------------------|------------------------|--------------------|
| Longitud total | 3425,2 ft | 1044 m |
| Área de la superficie (aproximada) | 1313,2 ft ² | 122 m ² |
| Diámetro Externo | 1,75 in | 4,445 cm |
| Diámetro Interno | 1,5 in | 3,81 cm |

Tabla 2.7. Temperaturas obtenidas del evaporador en operación.

| | | |
|---|---------|--------|
| Temperatura de Entrada del Agua | 46,4° F | 8° C |
| Temperatura de Salida del Agua | 35,6° F | 2° C |
| Temperatura de evaporación del Amoníaco | 12° F | -11° C |

Tabla 2.8. Conductividades térmicas y espesor estimado de las sustancias que intervienen en el coeficiente de transferencia de calor total.

| Sustancia | Conductividad Térmica (Btu/ft h °F) | Espesor (in) |
|-----------------|-------------------------------------|--------------|
| Amoniaco | 0,3137 | 1/32 |
| Acero al Carbón | 25 | 1/8 |
| Agua | 0,3322 | 1/32 |

Fuente: HOLMAN, J. P. Transferencia de Calor. México: Compañía Editorial Continental, 1997. p 589, 594, 600.

Entonces, de acuerdo con la ecuación 2.19 y la información de las tablas 2.6 y 2.7, se tiene que el coeficiente de transferencia de calor total es,

$$\frac{1}{U} = 0,0097 \frac{ft^2 h^{\circ} F}{Btu} + 0,00042 \frac{ft^2 h^{\circ} F}{Btu} + 0,0078 \frac{ft^2 h^{\circ} F}{Btu}$$

$$\frac{1}{U} = 0,0179 \frac{ft^2 h^{\circ} F}{Btu}$$

$$U = 55,9 \frac{Btu}{ft^2 h^{\circ} F}$$

Y con la ecuación 2.20 y la información de la tabla 2.8, se determina la diferencia de temperatura media efectiva y se obtiene,

$$DTME = \frac{(46,4^{\circ} F - 12^{\circ} F) - (35,6^{\circ} F - 12^{\circ} F)}{\ln \left[\frac{46,4^{\circ} F - 12^{\circ} F}{35,6^{\circ} F - 12^{\circ} F} \right]}$$

$$DTME = 28,7^{\circ} F$$

Por o tanto al reemplazar los valores del área de la superficie de transferencia de calor de la tubería, el coeficiente de transferencia de calor total y la diferencia de temperatura media efectiva en la ecuación 2.18, se determina la capacidad del evaporador de acuerdo así:

$$Q_{EVAP_EXP} = \left(55,9 \frac{Btu}{ft^2 h^\circ F} \right) (1313,2 ft^2) (28,7^\circ F)$$

$$Q_{EVAP_EXP} = 2,1068 \times 10^6 Btu / h = 175,6 t.r.$$

Entonces, el evaporador del sistema principal o “banco de hielo” está en capacidad de almacenar 175,6 t.r. Este resultado muestra que el “banco de hielo” permite almacenar el agua helada necesaria para cumplir con los requerimientos de la planta de producción, como se estudiará más adelante.

2.2 Sistema de Refrigeración Secundario

El sistema de refrigeración secundario no se encuentra en operación actualmente, por lo que en esta sección el estudio de este sistema se limita a la descripción de los elementos que lo componen, sin la determinación de las capacidades correspondientes como sucedió con el sistema principal. Como ya se mencionó, la principal dificultad que presenta este sistema para su operación, es que utiliza el refrigerante R-12 perteneciente a los fluorocarburos, reconocido por ser una sustancia agotadora de la capa de ozono, y que de acuerdo con el protocolo de Montreal debe salir del mercado.

El sistema de refrigeración secundario además de producir enfriamiento, como los otros sistemas, tiene las mismas conexiones a las tuberías que el sistema principal utiliza para suministrar agua helada a la planta de producción (ver figura 1.7). Por esta razón, el sistema secundario puede sustituir por funcionalidad, pero no por capacidad, al sistema principal, y sería importante aprovechar el montaje que ya existe con la sustitución del refrigerante R-12 por otro de características similares, pero sin las consecuencias nocivas para el ambiente y las restricciones legales que tiene este.

En la figura 2.6 se visualiza una imagen extraída de los esquemas tridimensionales realizados en Solid Edge V11 (ver CD anexo), donde se muestra los elementos que componen el sistema de refrigeración secundario, así como la distribución y ubicación espacial de estos, en el cuarto y la terraza que comparten con los otros sistemas de refrigeración.

Al observar la figura se nota que el sistema secundario tiene algunas diferencias con los sistemas de refrigeración principal y auxiliar, puesto que el refrigerante R-12 no requiere ciertos elementos, especialmente del tanque conocido como

acumulador o trampa de succión, donde se evita que el refrigerante en estado líquido fluya hacia el compresor.

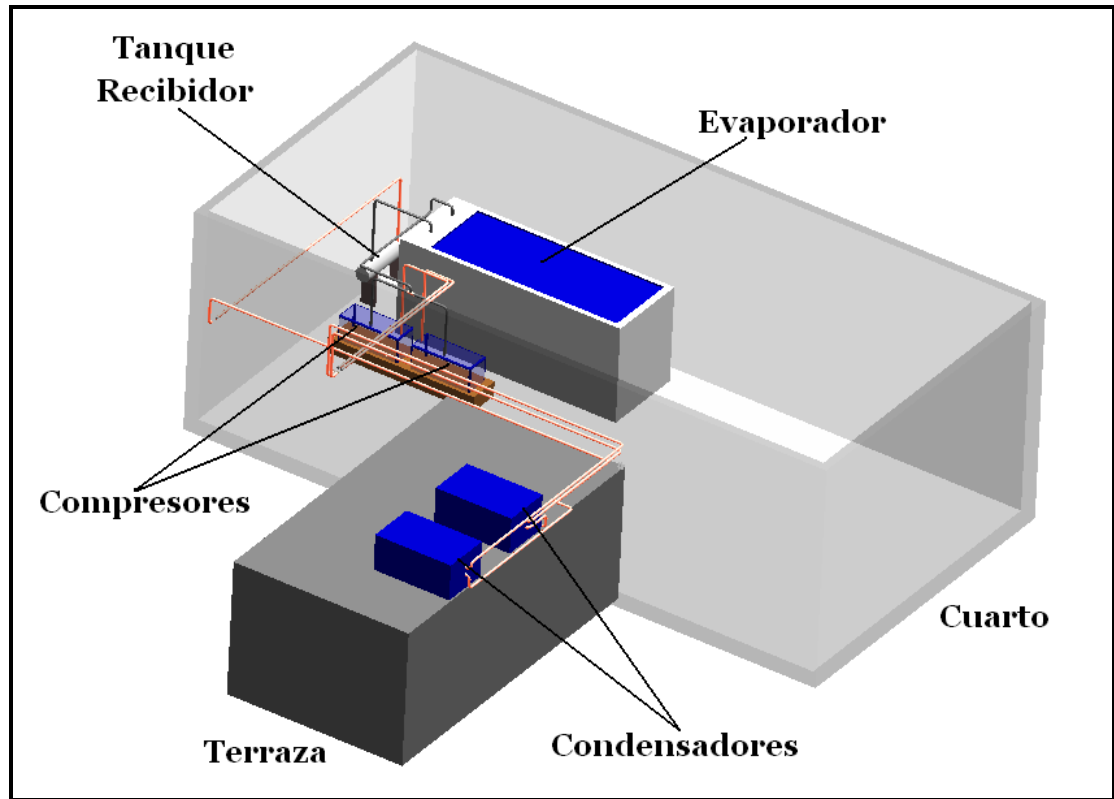


Figura 2.6. Sistema de refrigeración secundario (R-12).

2.2.1 Refrigerante

El Diclorodifluorometano (R-12), al igual que otros halocarburos, constituía el grupo de refrigerantes más usados en la industria de la refrigeración, debido a sus características convenientes como baja toxicidad, poco inflamable y buena estabilidad química. Sin embargo, con el tiempo se conoció su efecto nocivo sobre la capa de ozono, catalogándose como sustancia agotadora de ozono (SAO), que aparte del daño ambiental que produce, tiene grandes consecuencias para la salud humana, ya que esta capa impide el paso de la radiación ultravioleta nociva (UV-B), la cual puede producir cáncer de piel con el paso del tiempo [8].

El R-12 como refrigerante se utiliza ampliamente en los sistemas de refrigeración que trabajan con compresores recíprocos. Sus características de presión y temperatura a las condiciones típicas de evaporación y condensación, junto con su volumen específico, lo hacen adecuados para adaptarse a las características de estos compresores.

A pesar de que el R-12 tiene un valor bajo de calor latente al compararlo con otros refrigerantes, en sistemas de gran capacidad, esta desventaja se ve compensada por la alta densidad que tiene este en el evaporador, de tal manera que el desplazamiento del compresor requerido por tonelada de refrigeración no difiere mucho del desplazamiento requerido al trabajar con otros refrigerantes [4].

2.2.2 Reemplazo del Refrigerante R-12

En el Decreto Número 423, expedido por el Ministerio de Ambiente, Vivienda y Desarrollo Territorial el 21 de Febrero de 2005, se reglamenta el uso de las sustancias agotadoras de la capa de ozono, en acuerdo con el protocolo de Montreal firmado en 1987, y teniendo en cuenta que a futuro su comercialización tiende a desaparecer, es necesario reemplazar el refrigerante R-12 [9].

El refrigerante más usado en la industria de la refrigeración actualmente es el amoníaco (R-717), ya que por su origen natural, este no es una sustancia agotadora de la capa de ozono y tiene un bajo costo en el mercado. Por lo tanto, conociendo las excelentes propiedades térmicas que tiene como refrigerante, el amoníaco es el primer candidato para operar un sistema de refrigeración. Sin embargo, la diferencia de las condiciones de operación entre el R-12 y el R-717, hace que muchos elementos no trabajen adecuadamente con el amoníaco, principalmente la tubería, puesto que en el sistema secundario estas son de cobre, y bajo condiciones de humedad este metal es atacado químicamente por el R-717. Entonces, lo más conveniente para reemplazar el R-12, es buscar refrigerantes con propiedades térmicas y condiciones de operación similares.

En la tabla 2.9 se muestran algunos de los refrigerantes sustitutos del R-12, sin embargo, se nota que el único refrigerante que reemplaza al R-12 a largo plazo es el R-134a, debido a que los refrigerantes R-401 A, R-401 B y R-409 A son considerados sustancias agotadoras de ozono. Por lo tanto, el refrigerante 1,1,1,2 - Tetrafluoroetano (R-134a), es el único sustituto que puede operar el sistema de refrigeración secundario, sin afectar la capa de ozono y sin hacer grandes cambios en los equipos y tuberías que lo conforman, lo cual es bastante conveniente para Friesland de Colombia S.A.

Tabla 2.9. Guía de aplicaciones de algunos refrigerantes sustitutos disponibles.

| Refrig. | Refrigerante Sustituto | | | Aplicación Típica | Reemplazo | |
|---------|------------------------|------------------|--------------|---|-------------|-------------|
| | Cod. ASHRAE | Nombre Comercial | Fabricante | | Corto Plazo | Largo Plazo |
| R-12 | R-134a | Suva Cold MP | DuPont | -Equipos nuevos y reacondicionamientos | | X |
| | | Genetrón 134a | Quimobásicos | - Aire Acondicionado y Refrigeración domestica y comercial | | |
| | | Forane 134a | Elf Atochem | | | |
| | | Klea 134a | ICI | Aire Acond. Automotriz | | |
| | R-401A | Suva MP39 | DuPont | Reacondicionamientos en refrigeración con temp. de evap. mayor a - 9° F | X | |
| | | Genetrón MP39 | Quimobásicos | | | |
| | R-401B | Suva MP66 | DuPont | Reacondicionamientos en refrigeración con temp. de evap. menor a - 9° F | X | |
| | | Genetrón MP66 | Quimobásicos | | | |
| | R-409A | Genetrón 409A | Quimobásicos | Reacondicionamientos | X | |
| | | FX-56 | Elf Atochem | | | |

Fuente: AUTOR DESCONOCIDO. Capítulo 12: Refrigerantes. p 28. Disponible en Internet: <http://www.totaline.com.ar/site/uploads/file_7-2007118114423-0.pdf>.

Como se ha observado, son muchos los factores que intervienen en la elección del refrigerante como fluido de trabajo, como la capacidad del equipo, el consumo de energía, la seguridad y el mantenimiento. En la tabla 2.10 se comparan otras características que intervienen en la elección del refrigerante, las propiedades físicas, las cuales pueden tener un efecto relevante sobre la capacidad del equipo. En esta tabla se aprecia que los refrigerantes R-12 y R-134a no difieren mucho en los valores mas relevantes, incluso, el R-134a tiene un mayor calor latente de vaporización, propiedad que influye directamente en la capacidad de refrigeración de un sistema.

Tabla 2.10. Propiedades físicas que afectan el rendimiento del sistema de refrigeración de los refrigerantes R-12 y R134a, a 1 atm de presión.

| Propiedades | R-12 | R-134a |
|--|--------|--------|
| Temperatura de ebullición (°F) | - 21,6 | - 15,0 |
| Temperatura de congelación (°F) | - 252 | -142 |
| Densidad de liquido (lb/ft³) | 92,9 | 86,0 |
| Calor latente de vaporización (Btu/lb) | 71,1 | 92,4 |

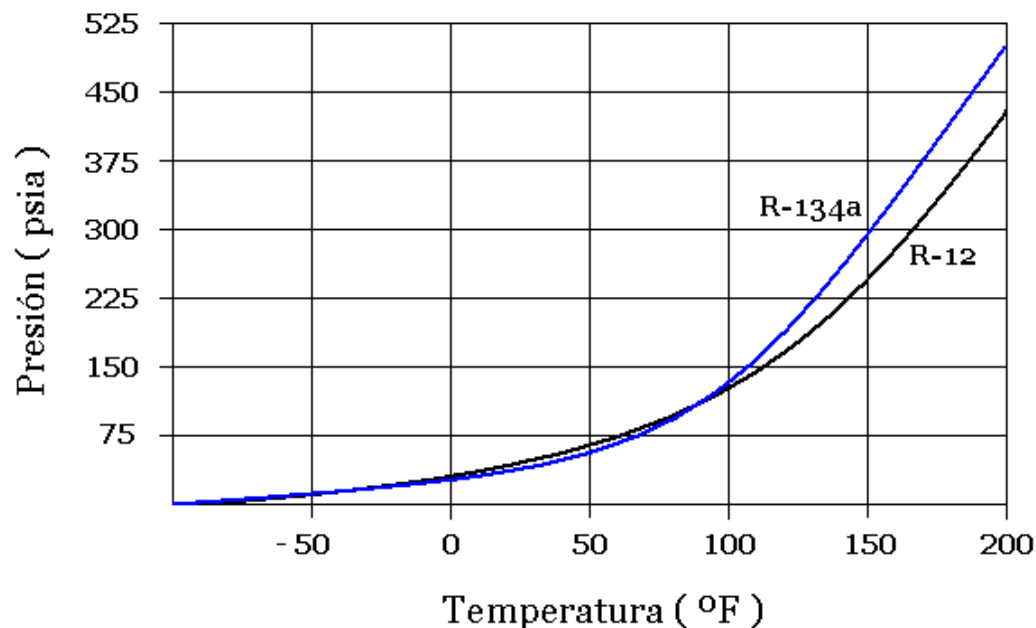


Figura 2.7. Curvas de presión-temperatura del punto de ebullición de los refrigerantes R-12 y R134a.

Fuente: AUTOR DESCONOCIDO. Capítulo 12: Refrigerantes. p 7. Disponible en Internet: <http://www.totaline.com.ar/site/uploads/file_7-2007118114423-0.pdf>.

Además, al observar la figura 2.7 se nota que las condiciones de saturación para diferentes presiones, son muy cercanas entre los dos refrigerantes, lo cual es muy importante en sistemas de refrigeración que trabajan por compresión de vapor.

2.2.3 Compresor

El sistema de refrigeración secundario está provisto por dos compresores Dunham-Bush modelo 208 DCN con una potencia de 25 hp que trabajan en paralelo, como se muestra en la figura 2.8. La información técnica relacionada con la determinación de la capacidad que se posee es escasa; solo se conoce que el desplazamiento del pistón es 85,4 ft³/min y una capacidad nominal de 11 t.r. cuando la temperatura de evaporación es 10° F, pero no se especifica la temperatura de condensación.

Entonces, para obtener una mejor referencia de la capacidad del sistema de refrigeración secundario, se toman las condiciones normales de operación del refrigerante R-12 en operación, basadas en una temperatura de evaporación de 5° F y de condensación de 86° F, donde se especifica que el desplazamiento teórico del compresor para producir una tonelada de refrigeración es 5,83 ft³/min. Lo que

indica que en condiciones ideales, con una eficiencia del 100%, y bajo las temperaturas de evaporación y condensación mencionadas, el sistema secundario tendría una capacidad de 14,6 t.r. Esta es una buena referencia para la operación del sistema, ya que este valor sería el máximo posible [4].



Figura 2.8. Fotografía de los compresores Dunham-Bush modelo E-208 DCN de 25 hp que operan en el sistema de refrigeración secundario.

2.2.4 Condensador

Normalmente los condensadores que operan con refrigerantes halocarburos, como el R-12, son enfriados por aire debido a que el calor latente de vaporización es relativamente pequeño al ser comparado con el amoníaco, por ejemplo. Este hecho permite que las unidades de condensación tengan un menor costo de operación, ya el proceso de condensación se puede realizar bajo condiciones atmosféricas tomando el aire del ambiente y además, no necesita consumir agua como sucede con los condensadores evaporativos. Sin embargo, para asegurar que el refrigerante se condense totalmente, se necesita que el área de superficie en el serpentín sea grande, requiriendo más tubería, y por lo tanto con un tamaño físico mayor que el de los condensadores evaporativos [4].

La capacidad de los condensadores enfriados por aire del sistema secundario (ver figura 2.9), se desconoce por estar fuera de funcionamiento. Además, la capacidad nominal que proporciona el fabricante tampoco se conoce, puesto que al igual que sucede con otros equipos, no hay existencia de catálogos y no existe ninguna referencia sobre el equipo, debido a que en una jornada de mantenimiento fue pintada accidentalmente.



Figura 2.9. Fotografía de los condensadores del sistema de refrigeración secundario.

2.2.5 Evaporador

A diferencia del evaporador del sistema principal que se encuentra en un depósito de concreto, el evaporador del sistema secundario está acorazado por una lámina y se encuentra sobre el piso del cuarto. Como se mostró en las figuras 1.7 y 1.8 este evaporador se encuentra conectado con los otros, y de él se puede enviar el suministro a la planta de producción; por eso, a pesar que el sistema de refrigeración secundario está fuera de funcionamiento, el evaporador es utilizado, ya que su capacidad aproximada es 28,5 m³ (7.529,7 gal US), convirtiéndolo en un tanque de gran tamaño muy conveniente ante ciertas operaciones de mantenimiento, aunque este uso no sea el mas adecuado.

2.3 Sistema de Refrigeración Auxiliar

El sistema de refrigeración auxiliar, como su nombre lo indica, se encarga de ayudar a los sistemas principal y secundario que poseen una mayor capacidad de refrigeración realizando un primer enfriamiento al agua que retorna de la planta, después de haber pasado por cada uno de los intercambiadores de calor, que ya se han mencionado.

Este sistema es conocido como “Chiller” en el departamento de mantenimiento de Friesland, debido a que así se conocen comercialmente a los equipos compactos de refrigeración de baja capacidad. Aunque el sistema de refrigeración auxiliar, no es precisamente un sistema compacto, su capacidad de refrigeración es baja y su montaje es el más organizado de los tres sistemas de refrigeración, por ocupar un espacio reducido y estar compuesto por elementos del mismo fabricante. Además, este sistema es el más reciente, trabaja continuamente para mantener el “banco de hielo” a temperaturas de 4° C (mientras no haya consumo de agua helada) y tiene la versatilidad de trabajar al 50 % o al 100 % de la capacidad de sus compresores por medio de un controlador de configuración manual.

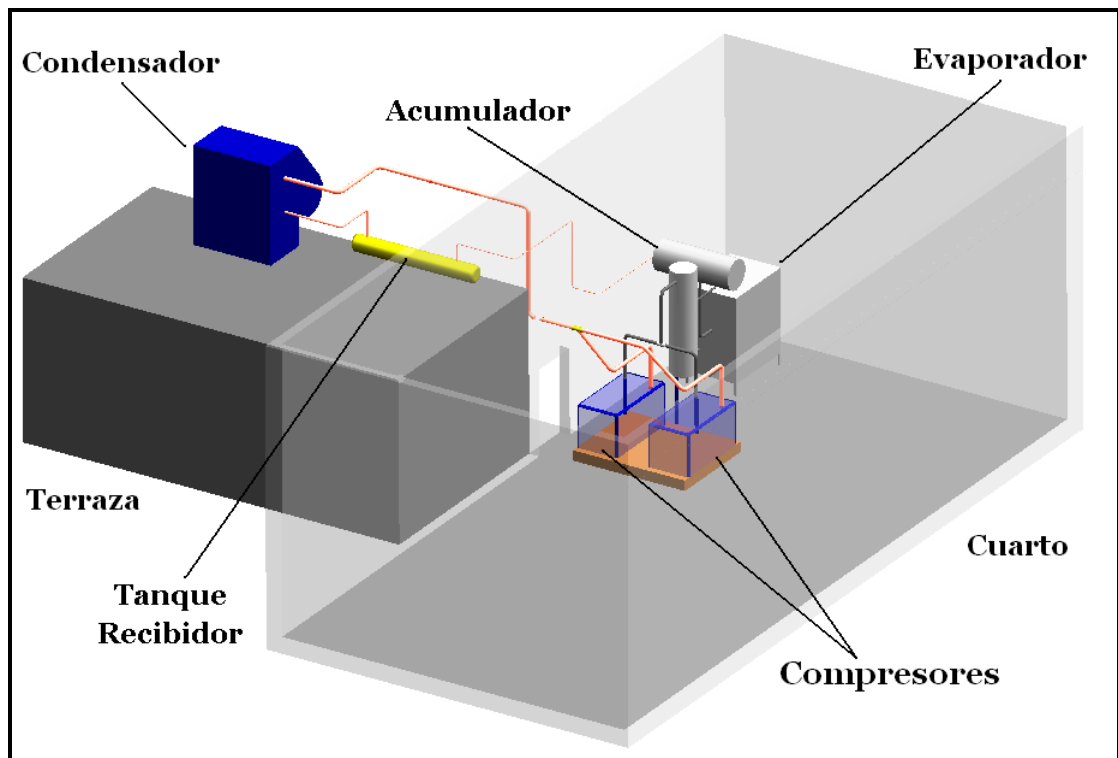


Figura 2.10. Sistema de refrigeración auxiliar - “Chiller” (R-717).

Al igual que en las anteriores secciones, se aprovechan los esquemas tridimensionales realizados en Solid Edge V11 (ver CD anexo), para extraer una imagen, donde se puede visualizar la disposición de los principales elementos del sistema de refrigeración auxiliar (ver figura 2.10).

2.3.1 Refrigerante

El sistema de refrigeración auxiliar usa el amoníaco como refrigerante puesto que, entre otros motivos ya mencionados, el sistema fue instalado en la década de los 90, cuando ya se conocían los efectos nocivos que producían algunos refrigerantes sobre la capa de ozono, y la mayoría de los fabricantes de sistemas de refrigeración industrial habían optado por usar el amoníaco como fluido de trabajo. En el anexo A, se presentan las características más relevantes del amoníaco en el contexto de su uso como refrigerante.

2.3.2 Termodinámica del Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor

El estudio de la termodinámica del ciclo de refrigeración por compresión de vapor que se realiza en el sistema auxiliar es análogo al estudio que se realizó en el sistema principal, ya que los dos sistemas utilizan el mismo refrigerante. Además, se utilizó la misma metodología y el mismo procedimiento en la determinación de los valores, teniendo en cuenta las condiciones particulares de este sistema.

Tomando las mismas consideraciones que se tomaron en el estudio del sistema principal, se toman las presiones y temperaturas de succión y de descarga en el compresor (ver tabla 2.11), como punto de partida para determinar las presiones y temperaturas de condensación y de evaporación, que se requieren para construir el diagrama de Presión-Entalpía y realizar el estudio termodinámico del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor en el sistema auxiliar.

Tabla 2.11. Presiones y temperaturas de succión y de descarga obtenidas en los compresores Vilter de 30 hp que operan el sistema de refrigeración auxiliar.

| | PRESIÓN MAN (psig) | TEMPERATURA (°F) |
|-----------------|-------------------------------|-----------------------------|
| SUCCIÓN | 16 – 17 | 28 |
| DESCARGA | 138 -139 | 210 |

Este sistema de refrigeración está compuesto por dos compresores conectados en paralelo, sin embargo, el estudio termodinámico se realizará con los registros obtenidos de uno de los compresores, ya que los dos tienen la misma configuración y trabajan en los mismos rangos de operación. Al igual que sucedió con el sistema de refrigeración principal, los medidores del sistema auxiliar no entregan valores precisos de presión y de temperatura, por eso se toman como referencia los valores más cercanos a estos que aparecen en las tablas de propiedades del líquido y del vapor saturado para el amoníaco (ver tabla B-1), y que se presentan en la tabla 2.12.

Tabla 2.12. Presiones manométricas y absolutas de evaporación y de condensación, y sus correspondientes temperaturas en estado saturado.

| | PRESIÓN MAN (psig) | PRESIÓN ABS (psia) | TEMPERATURA (°F) |
|---------------------|-------------------------------|-------------------------------|-----------------------------|
| EVAPORACIÓN | 16,5 | 31,16 | 1 |
| CONDENSACIÓN | 138,3 | 153,0 | 80 |

Como se puede observar en las tablas 2.11 y 2.12 las temperaturas de succión y evaporación difieren en 27° F, cuando bajo el modelo de ciclo ideal estas deberían ser prácticamente las mismas o con una diferencia de 10° F cuando se considera un sobrecalentamiento en la línea de succión. Esta diferencia indica que la aproximación al ciclo ideal en este sistema, no es tan buena como se observó en el sistema principal, sin embargo, mas adelante se observará que esta imprecisión no le resta importancia al estudio del ciclo ideal y permite extraer conclusiones importantes.

Entonces, a partir de los valores anteriores, los datos de las tablas de saturación y las proyecciones gráficas en el diagrama de presión-entalpía del amoníaco (ver anexo C), se realizan todos los cálculos termodinámicos del ciclo de refrigeración ideal para el sistema auxiliar, que concluyen con la construcción del esquema simplificado del ciclo ideal que se muestra en la figura 2.11. Es necesario resaltar, que para tener concordancia con el anexo C, en el eje vertical del diagrama se han dispuesto los valores de las presiones absolutas.

Debido a que los procesos que se llevan a cabo en cada dispositivo del sistema de refrigeración auxiliar son análogos a los procesos que se estudiaron en el sistema principal, no se profundizará en la explicación de cada proceso y solo se hará hincapié en la determinación de los valores que son importantes para el estudio termodinámico del sistema de refrigeración.

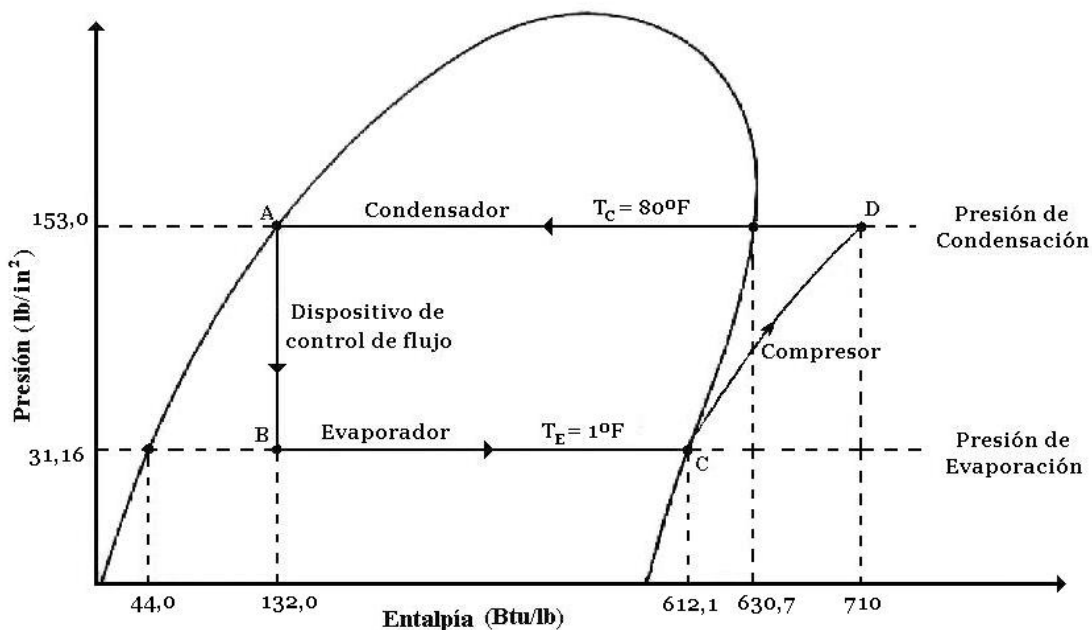


Figura 2.11. Diagrama de Presión-Entalpía para el amoníaco en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor para el sistema auxiliar.

1. Proceso de Expansión

El proceso de expansión comprendido entre los puntos A y B, se lleva a cabo cuando el amoníaco entra al dispositivo de control de flujo como un líquido saturado a una presión de 153,0 psia (presión del lado de alta) y una temperatura de 1° F, fluyendo a través de el, donde la restricción al paso del refrigerante por el dispositivo de control de flujo provoca una caída de presión hasta 31,16 psia (presión del lado de baja), correspondiente a la temperatura de evaporación de 1° F.

En este proceso se puede determinar el porcentaje de masa de vapor en la mezcla que sale del dispositivo de control de flujo, utilizando las entalpías de saturación de líquido (h_f) y de vapor (h_g) a la temperatura de evaporación 1° F, y la entalpía en el punto B que es igual a la entalpía del punto A. Por lo tanto, al aplicar la ecuación 2.1, el porcentaje de masa de vapor se obtiene es el siguiente,

$$X = \frac{132,0 \text{ Btu} / \text{lb} - 44,0 \text{ Btu} / \text{lb}}{612,1 \text{ Btu} / \text{lb} - 44,0 \text{ Btu} / \text{lb}} \times 100\%$$

$$X = 15,5\%$$

2. Proceso de Evaporación

Este proceso se considera a presión y temperatura constante en el ciclo ideal y se describe en la figura 2.11 por la línea horizontal B-C, y termina cuando el amoníaco es un vapor saturado y mantiene esta condición hasta la entrada en el compresor. Por lo tanto las condiciones del amoníaco en el punto C, como la presión de evaporación (P_E), la temperatura de evaporación (T_E), entalpía de vapor (h_g) el volumen de vapor (v_g) y la entropía de vapor (s_g), son:

$$P_E = 31,16 \text{ psia} \quad T_E = 1^\circ \text{ F}$$

$$h_C = h_g = 612,1 \text{ Btu/lb}$$

$$v_g = 8,912 \text{ ft}^3 / \text{lb}$$

$$s_C = s_g = 1,3332 \text{ Btu/lb}^\circ \text{ R}$$

Y en consecuencia, el calor absorbido por el agua en el evaporador, representado por el aumento de entalpía en el refrigerante, y conocido como *efecto de refrigeración* ($E.R.$) se determina a partir de la ecuación 2.3, y para el sistema de refrigeración auxiliar se tiene que,

$$E.R. = 612,1 \text{ Btu/lb} - 132,0 \text{ Btu/lb}$$

$$E.R. = 480,1 \text{ Btu/lb}$$

3. Proceso de Compresión

En el ciclo ideal, el proceso de compresión se considera que la entropía permanece constante. Por lo tanto, la entropía de vapor saturado a la salida del evaporador de 1,3332 Btu/lb^oR, indica la línea C-D del proceso de compresión y se intersecta en el punto D con la línea horizontal que representa la presión de condensación de 153,0 psia. Por lo tanto en, el diagrama de Presión-Entalpía, se puede determinar una temperatura aproximada de 200^o F, valor que indica un desfase de 10^o F respecto a la temperatura de descarga tomada en los medidores del compresor. Este desfase es admisible dentro de las idealizaciones que se están considerando y que no afectan los propósitos de este estudio.

En el punto D también se determina la entalpía del amoníaco a la salida del compresor con un valor aproximado de 710 Btu/lb. Entonces el aumento de entalpía en el compresor conocido como *trabajo de compresión* (W) se determina a partir de la ecuación 2.4, de la siguiente manera:

$$W = 710\text{Btu} / \text{lb} - 612,1\text{Btu} / \text{lb}$$

$$W = 97,9\text{Btu} / \text{lb}$$

4. Proceso de Condensación

En el proceso de condensación, representado por la línea que está entre los puntos D y A, se determina el calor que cede el amoniaco en el condensador a una presión constante de 153,0 psia conocido como *calor de rechazo* (C.R.), y que se determina a partir de la ecuación 2.5 de la siguiente manera,

$$C.R. = 710\text{Btu} / \text{lb} - 132,0\text{Btu} / \text{lb}$$

$$C.R. = 578\text{Btu} / \text{lb}$$

5. Flujo Másico del Refrigerante

Como en el sistema de refrigeración auxiliar tampoco se conoce la capacidad de refrigeración, el flujo másico se determina con la ecuación 2.6 para una capacidad de una tonelada de refrigeración (1 t.r.) que equivale a 200 Btu/min. Entonces,

$$\dot{m} = \frac{200\text{Btu} / \text{min}}{480,1\text{Btu} / \text{lb}}$$

$$\dot{m} = 0,417\text{lb} / \text{min}$$

6. Potencia teórica requerida por el compresor

Entonces, de acuerdo con los valores obtenidos del trabajo de compresión y del flujo másico en los itens 3 y 5, respectivamente, y utilizando la ecuación 2.7 se obtiene la potencia teórica requerida por el compresor:

$$P = (97,9\text{Btu} / \text{lb})(0,417\text{lb} / \text{min})$$

$$P = 40,82\text{Btu} / \text{min}$$

$$P = (40,82 \text{ Btu} / \text{min}) \left(\frac{1 \text{ hp}}{42,42 \text{ Btu} / \text{min}} \right)$$

$$P = 0,96 \text{ hp}$$

De acuerdo con lo que se ha planteado, 0,96 hp es la potencia *mínima* que se requiere para producir una tonelada de refrigeración. Como el sistema de refrigeración auxiliar opera con un compresor de 30 hp, se puede asumir que el sistema está en capacidad de producir 31,25 toneladas de refrigeración (31,25 t.r.) en el mejor de los casos, que es el caso ideal.

Es importante tener en cuenta, que la determinación de la capacidad de refrigeración en el sistema auxiliar, no es tan aproximada como en el sistema principal, debido a que existe un desfase de 27° F entre las temperaturas de succión y de evaporación por un lado, y en las temperaturas de descarga determinadas teórica y experimentalmente hay una diferencia de 10° F. Sin embargo, determinar la capacidad en 31,25 t.r. es un buen punto de partida para determinar la capacidad real del compresor en la siguiente sección.

2.3.3 Compresor

El sistema de refrigeración auxiliar trabaja con dos compresores Vilter modelo 452XL (ver figura 2.12) cada uno con una potencia de 30 hp compuesto por cilindros, pistones, un eje de transmisión y válvulas de succión y de descarga, y los datos técnicos proporcionados por el fabricante más relevantes para determinar su capacidad, son presentados en la tabla 2.13.

Tabla 2.13. Datos Técnicos del compresor Vilter modelo 452XL de 30 hp.

| Datos | Valor | |
|---------------------------|-----------------------|---------------------------|
| Diámetro del Pistón | 114 mm | 4,5 in |
| Carrera del Pistón | 114 mm | 4,5 in |
| Numero de Cilindros | 2 | |
| Velocidad del Pistón | 1200 RPM | |
| Desplazamiento del Pistón | 169 m ³ /h | 99,4 ft ³ /min |
| Capacidad Nominal* | 84,5 kW | 24 t.r. |

* Capacidad Nominal basada en las temperaturas de evaporación de 10° F y de condensación de 95° F.



Figura 2.12. Fotografía de los compresores Vilter modelo 452XL de 30 hp que operan en el sistema de refrigeración auxiliar.

1. Control de Capacidad

El control de capacidad que utilizan los compresores Vilter se basa en paneles de control (ver figura 2.12) con opciones de configuración en modo manual o automático, las cuales pueden ajustarse al 50 % o al 100 % de la capacidad total de los compresores. El control automático se basa en el monitoreo de la temperatura de evaporación que tiene el sistema auxiliar en cada ciclo, lo que indica una relación directa con la capacidad de refrigeración. Es decir, en el caso práctico del agua helada, si esta regresa a una temperatura relativamente baja (por ejemplo 5° C), el enfriamiento que necesita para ser reenviada a la planta de producción es mínimo, y por lo tanto los compresores no necesitan el 100% de su capacidad.

Entonces, de acuerdo con las necesidades de operación de la planta de producción, el sistema de refrigeración auxiliar determina si los compresores trabajan de manera simultáneamente a la misma capacidad o alterna un compresor al 50 % y el otro al 100 % en cada ciclo. Otra posibilidad que tiene el sistema es que los compresores trabajan un ciclo al 100 % y el siguiente al 50 %, alternando las capacidades del sistema.

2. Desplazamiento del Pistón del Compresor

Ya se sabe del estudio del sistema principal, que la determinación del desplazamiento del pistón del compresor, proporciona una primera aproximación

de la eficiencia volumétrica del compresor y por ende, un valor de la capacidad de refrigeración más cercano a la realidad. Reemplazando los valores de la tabla 2.13 en la ecuación 2.8 se puede determinar el mismo valor que proporciona el fabricante de 99,4 ft³/min.

3. Desplazamiento Teórico del Compresor

De igual manera, se puede determinar el desplazamiento teórico del compresor a partir de la ecuación 2.9, el volumen del refrigerante en la succión, que en el ciclo ideal es el volumen de vapor saturado de 8,912 ft³/lb a la temperatura de evaporación, y el flujo másico del refrigerante, que se determinó en el ítem 5 de la sección anterior como 0,417 lb/min. Entonces, el desplazamiento teórico del compresor es:

$$V_T = (8,912 \text{ ft}^3 / \text{lb})(0,417 \text{ lb} / \text{min})$$

$$V_T = 3,716 \text{ ft}^3 / \text{min}$$

Teniendo en cuenta que el flujo másico ha sido determinado para una tonelada de refrigeración (1 t.r.), el desplazamiento teórico total es:

$$V_T = (3,716 \text{ ft}^3 / \text{min t.r.})(31,25 \text{ t.r.})$$

$$V_T = 116,1 \text{ ft}^3 / \text{min}$$

4. Eficiencia Volumétrica de los Compresores

De acuerdo con el desplazamiento teórico del compresor determinado en el ítem anterior y el desplazamiento del pistón del compresor suministrado por el fabricante, se determina con la ayuda de la ecuación 2.10, que el porcentaje de la eficiencia volumétrica del compresor Vilter de 30 hp es:

$$E_v = \frac{116,1 \text{ ft}^3 / \text{min}}{99,4 \text{ ft}^3 / \text{min}} \times 100\%$$

$$E_v = 116,8\%$$

Es claro que esta deducción matemática entrega un valor completamente errado, puesto que cualquier valor de eficiencia puede tener como valor máximo el 100 %. Sin embargo, este calculo permite comprobar que la capacidad de refrigeración obtenida (31,25 t.r) está sobrevalorada como se había dicho, pero es útil como punto de referencia para determinar la nueva capacidad teórica del compresor. Por lo tanto, en las mejores condiciones de trabajo que puede tener el compresor, la eficiencia volumétrica sería el 100 %, lo que indica que la capacidad teórica del compresor y referencia para la capacidad real es 26,76 t.r.

5. Determinación de la Capacidad del Compresor

Una mejor aproximación de la eficiencia volumétrica y por lo tanto, de la capacidad de refrigeración que puede entregar el compresor, se obtiene a partir de la relación de compresión y de la figura 2.3. Por lo tanto, la relación de compresión se determina reemplazando los valores de la presión de succión (evaporación) y de descarga (condensación) que aparecen en la tabla 2.12 en la ecuación 2.11, y se obtiene:

$$R_c = \frac{153,0 \text{ psia}}{31,16 \text{ psia}}$$

$$R_c = 4,9$$

Esta relación de compresión coincidentalmente es igual a la relación obtenida en el sistema de refrigeración principal, y por lo tanto se deduce de la figura 2.3, que tiene la misma eficiencia volumétrica de 68 %. Sin embargo, también es necesario realizar un ajuste a este valor. Teniendo en cuenta que el compresor del sistema auxiliar trabaja con amoniaco y es de menor potencia que el del sistema principal, se considera que la eficiencia volumétrica en este caso es aproximadamente de 75 %. Con base en este dato, se realiza una mejor estimación de la capacidad de refrigeración que puede producir el compresor, despejando el desplazamiento teórico del compresor de la ecuación 2.10, y reemplazando el desplazamiento del pistón del compresor y la eficiencia volumétrica, de la siguiente manera:

$$V_T = 99,4 \text{ ft}^3 / \text{min} \times 75\%$$

$$V_T = 74,55 \text{ ft}^3 / \text{min}$$

Como en el ítem 3 de esta sección, se determinó el desplazamiento teórico del compresor como 3,716 ft³/min para producir una tonelada de refrigeración (1 t.r.),

cuando el compresor se desplaza 74,55 ft³/min está en capacidad de producir 20,1 toneladas de refrigeración.

Entonces, al comparar la capacidad obtenida de 20,1 t.r. con la capacidad nominal de 24 t.r. que proporciona el fabricante (ver tabla 2.13), se puede decir que es un valor muy cercano a la capacidad real del sistema auxiliar, ya que la capacidad obtenida es menor que la capacidad nominal como se esperaba.

2.3.4 Condensador

Como ya se mencionó, el sistema de refrigeración auxiliar utiliza un condensador evaporativo y por lo tanto, opera bajo las mismas condiciones que se estudiaron en el condensador del sistema de refrigeración principal, teniendo en cuenta los cambios obvios que hay en este elemento por la capacidad del sistema y la procedencia del fabricante.

1. Pérdidas de Agua en el Condensador

Lo importante de las pérdidas de agua en el condensador, es que permite hacer una estimación de la cantidad de agua evaporada y por lo tanto, determinar el calor que rechaza el amoniaco por esta causa cuando pasa por el condensador. Entonces, experimentalmente se determinó el flujo de agua perdida, por evaporación y arrastre, a partir del consumo aproximado del agua contenida en el tanque de almacenamiento, cuando está en operación el sistema auxiliar solo. Ya que se trata del mismo tanque que está conectado a los condensadores del sistema principal, lo único que cambia es el tiempo de vaciado. De acuerdo con esto, el flujo de agua sustituida en el depósito del condensador es:

$$\frac{900l}{6,17h} \times \frac{1h}{3600s} = 0,041l / s$$

2. Determinación Teórica de la Capacidad del Condensador

La capacidad del condensador se puede determinar teóricamente, a partir del calor de rechazo calculado en el proceso de condensación del ciclo ideal estudiado en la sección 2.3.2, así mismo el flujo másico y la capacidad del compresor determinada en la sección anterior. Entonces, aplicando la ecuación 2.12, la capacidad teórica del condensador es:

$$Q_{COND} = \left(578 \frac{Btu}{lb} \right) \left(0,417 \frac{lb}{min t.r.} \right) (20,1 t.r.)$$

$$Q_{COND} = 4.844,6 Btu / min = 24,2 t.r.$$

Por lo tanto, el condensador debe retirar 4.844,6 Btu/min o 24,2 toneladas de refrigeración del amoniaco, antes de ser enviado al dispositivo de control de flujo.

Con el fin de obtener un valor teórico de referencia más aproximado al valor real, se tiene en cuenta el calor que absorbe el amoniaco en la línea de succión. Entonces, para estimar esta cantidad de calor, se compara la temperatura de evaporación de 1° F (tabla 2.11) y de succión 28° F (tabla 2.12), considerando que este sobrecalentamiento se da a presión constante.

De acuerdo con las tablas de propiedades del líquido y del vapor saturado (anexo B) y con el diagrama de presión-entalpía del amoniaco (anexo C), se tiene que a la presión de evaporación (31,16 psia) la entalpía del amoniaco a 1° F es 612,1 Btu/lb y a 28° F es 625 Btu/lb aproximadamente. Entonces, aplicando la ecuación 2.13, la cantidad de calor es:

$$\dot{Q}_{SOBC} = \left(0,417 \frac{lb}{min t.r.} \right) (20,1 t.r.) \left(625 \frac{Btu}{lb} - 612,1 \frac{Btu}{lb} \right)$$

$$\dot{Q}_{SOBC} = 108,1 Btu / min = 0,54 t.r.$$

Así, la capacidad teórica total del condensador es:

$$Q_{TOTAL} = Q_{COND} + \dot{Q}_{SOBC} = 4.952,7 Btu / min = 24,8 t.r.$$

Por lo tanto, el condensador debe retirar aproximadamente 4.952,7 Btu/min o 24,8 t.r. del amoniaco, para que este pueda cambiar a su fase líquida, y ser recuperado para iniciar de nuevo el ciclo de compresión de vapor. Sin embargo, hay que tener en cuenta que en este cálculo teórico solo se tiene en cuenta la capacidad de un compresor.

Aunque los compresores trabajan en paralelo y tienen exactamente las mismas características, no se puede hablar que la capacidad total del sistema sea el doble de

la capacidad determinada (20,1 t.r.), debido que casi nunca el sistema auxiliar trabaja con sus compresores al 100 %. Pero en el caso de los condensadores la capacidad teórica debe ser cercana al doble de la estimada (49,6 t.r.), ya que debe existir un margen de tolerancia en el equipo, que asegure la condensación del refrigerante.

3. Determinación Experimental de la Capacidad del Condensador

El sistema de refrigeración auxiliar trabaja con un condensador evaporativo Vilter modelo VSC-38, y cuya información mas relevante proporcionada por el fabricante se muestra en la tabla 2.14. Por lo tanto, la determinación de la capacidad del condensador se obtiene calculando las transferencias de calor sensible y latente del refrigerante hacia los medios condensantes aire y agua, tomando como base las temperaturas obtenidas cuando el equipo está en operación (ver tabla 2.15).

Tabla 2.14. Datos técnicos del condensador Vilter modelo VSC-38.

| | |
|-----------------------|---------------------------|
| Flujo de aire | 8900 ft ³ /min |
| Flujo de agua rociada | 10,0 ft ³ /min |
| Carga de amoniaco | 45 lb |

Tabla 2.15. Datos del agua y el aire en operación del condensador Vilter.

| MEDIO CONDENSANTE | TEMPERATURA | | | | DENSIDAD PROMEDIO (lb/ft ³) |
|----------------------|-------------|------|--------|------|--|
| | ENTRADA | | SALIDA | | |
| | °C | °F | °C | °F | |
| AGUA | 19 | 66,2 | 22 | 71,6 | 62,2 |
| AIRE | 19 | 66,2 | 20 | 68 | 0,075 |

La manera de determinar esta capacidad es muy similar al procedimiento realizado con los condensadores Baltimore, que operan el sistema de refrigeración principal (ver sección 2.1.4). Además, hay que tener en cuenta que mientras las temperaturas de entrada del agua y del aire son iguales a los otros condensadores, debido a que se encuentran bajo las mismas condiciones ambientales y están alimentados por el mismo tanque de almacenamiento, las temperaturas de salida cambian, puesto que

los regimenes de operación son diferentes en el sistema auxiliar, especialmente la temperatura de condensación.

Primero, para determinar la cantidad de calor que se transfiere por evaporación del agua (\dot{Q}_1), se toma como referencia la cantidad de agua sustituida en este condensador (0,041 l/s), determinada en el ítem 1 de esta sección. Y se tiene en cuenta que la cantidad de agua perdida por evaporación es aproximadamente el 80% de toda el agua sustituida o sea 0,033 l/s (0,070 ft³/min). Entonces, reemplazando este flujo, la densidad promedio que aparece en la tabla 2.15, y un calor latente de 1.052,1 Btu/lb del agua a la temperatura de saturación, en la ecuación 2.15, se obtiene la cantidad de calor transferida por evaporación:

$$\dot{Q}_1 = \left(0,070 \frac{ft^3}{min} \right) \left(62,2 \frac{lb}{ft^3} \right) \left(1.052,1 \frac{Btu}{lb} \right)$$

$$\dot{Q}_1 = 4.580,8 Btu / min$$

Segundo, la cantidad de calor absorbida por el agua y por el aire como consecuencia de la variación de temperatura (\dot{Q}_2), como consecuencia de la variación de temperatura, se puede determinar sustituyendo los flujos proporcionados por el fabricante (ver tabla 2.14), los calores específicos y las temperaturas de los medios condensantes (ver tabla 2.15) en la ecuación 2.16. Sin embargo, hay que tener en cuenta que la cantidad de agua que absorbe este calor, es el flujo de agua que no se pierde (9,91 ft³/min), la cual se obtiene fácilmente de la diferencia entre el flujo de agua rociada (10,0 ft³/min) y el flujo de agua sustituida (0,087 ft³/min). Esto es,

$$\dot{Q}_{AGUA} = \left(9,91 \frac{ft^3}{min} \right) \left(62,2 \frac{lb}{ft^3} \right) \left(1 \frac{Btu}{lb^\circ F} \right) (71,6^\circ F - 66,2^\circ F)$$

$$\dot{Q}_{AGUA} = 3.328,6 Btu / min$$

De manera análoga, se determina la cantidad de calor que es transferida al aire, reemplazando el flujo mostrado en la tabla 2.5 y las temperaturas de entrada y de salida que aparecen en la tabla 2.4, se tiene:

$$\dot{Q}_{AIRE} = \left(8900 \frac{ft^3}{min} \right) \left(0,075 \frac{lb}{ft^3} \right) \left(0,24 \frac{Btu}{lb^\circ F} \right) (68^\circ F - 66,2^\circ F)$$

$$\dot{Q}_{AIRE} = 288,4 Btu / min$$

Por lo tanto, sumando la cantidad de calor latente (\dot{Q}_1) y la cantidad de calor sensible (\dot{Q}_2), calculadas anteriormente, se tiene que la transferencia de calor total en el condensador es 8.197,8 Btu/min o 41,0 t.r.

Al comparar este valor con la capacidad teórica que se basa en el ciclo ideal se observa que es menor, y no hay un margen de tolerancia positivo como sucedía en los condensadores del sistema principal. Por el contrario, la capacidad calculada está por debajo 17,3 %, que técnicamente muestra una capacidad del condensador insuficiente para asegurar la condensación de todo el refrigerante.

$$\frac{|41,0 - 49,6|}{49,6} \times 100 = 17,3\%$$

Como se había mencionado la capacidad teórica de 49,6 t.r. se basa en que los compresores trabajan al 100 % simultáneamente, hecho que no es frecuente, ya que al trabajar permanentemente los compresores alteran la capacidad entre 50 y 100 %. Pero en el caso de que los dos compresores trabajen al 100 % en un ciclo, el sistema auxiliar monitorea su temperatura de evaporación y puede cambiar las capacidades de trabajo de los compresores por uno o varios ciclos autorregulándose, de acuerdo a sus necesidades.

2.3.5 Control de Flujo del Refrigerante

El dispositivo de control de flujo que trabaja en el sistema de refrigeración auxiliar es una válvula de flotador Phillips de la serie 300. Esta serie es ideal para trabajar con amoniaco y otros refrigerantes halocarburos como el R-22, cuando el tanque acumulador o trampa de succión está en posición horizontal.

La válvula que opera en el sistema auxiliar cuenta con un orificio de 5 mm aproximadamente, que al ser comparado con el orificio del sistema principal es mayor, a pesar de que el flujo de refrigerante en el sistema auxiliar es menor. En este caso es importante recordar que el flujo de refrigerante en el sistema principal es continuo (pero restringido por el tamaño), mientras que el flujo en el sistema auxiliar está regulado por el nivel de líquido que indica el flotador en el tanque

acumulador. Por lo tanto, ante una eventualidad de falla en la válvula, esta podría reemplazarse por una arandela con un orificio, que en principio estaría por debajo de 5 mm, y se determina por la caída de presión que se requiere en este sistema.

2.3.6 Evaporador

El evaporador del sistema auxiliar tiene una capacidad volumétrica de 4,3 m³, lo que indica que es pequeño en comparación con los evaporadores de los otros sistemas. Sin embargo, este volumen no es proporcional a su capacidad de enfriamiento, ya que este evaporador es del tipo Baudelot y no es de serpentín inundado como los otros.

El enfriador Baudelot consiste de una serie de tubos horizontales los cuales están localizados uno debajo de otro y unidos entre si para formar un circuito o varios circuitos de refrigerante [4]. En este evaporador el refrigerante circula por el interior de los tubos, mientras que el agua fluye como una película delgada bajando por el exterior de los tubos por acción de la gravedad, desde un distribuidor localizado en la parte superior del enfriador, y es recogida en la parte inferior para ser enviada hacia los evaporadores de los sistemas principal y/o secundario (ver figura 2.13).

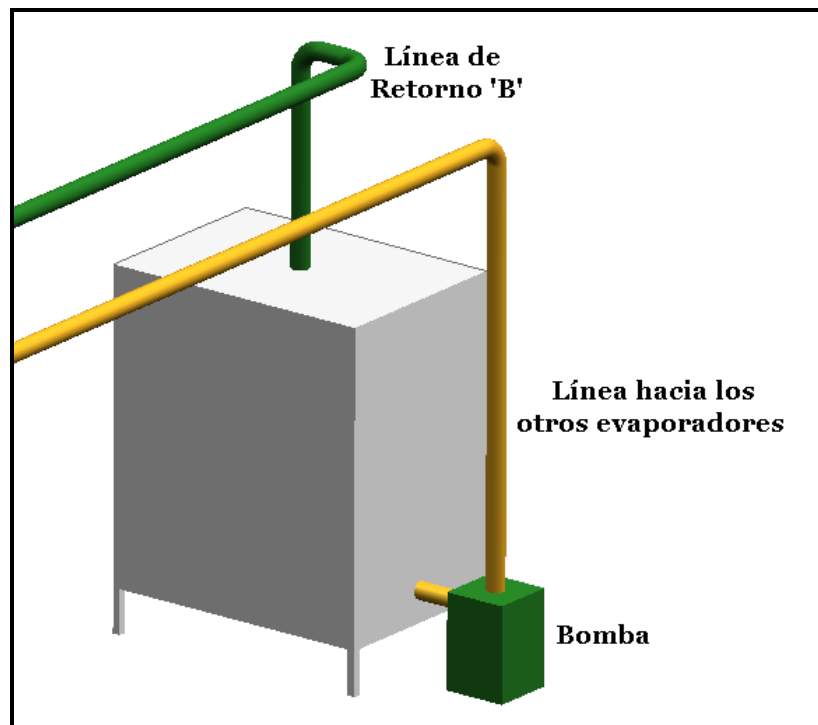


Figura 2.13. Evaporador del sistema de refrigeración auxiliar.

Al igual que en los otros sistemas, el sistema auxiliar cuenta con un acumulador entre el dispositivo de control de flujo y el evaporador, con el mismo propósito de evitar el flujo de refrigerante líquido hacia los compresores y retener cualquier vaporización del refrigerante para su paso al evaporador. Además, este acumulador facilita la distribución del refrigerante a cuatro “cortinas” de tubos horizontales que contiene este evaporador.

1. Determinación Teórica de la Capacidad del Evaporador

Entonces, revisando el ítem 5 de la sección 2.3.2, donde se determino el flujo másico del refrigerante del sistema a partir de una capacidad de una tonelada de refrigeración (1 t.r.), y el efecto refrigerante, se observa que la capacidad teórica del evaporador de forma independiente es la misma capacidad del compresor (20,1 t.r.) determinad en el ítem 5 de la sección 2.3.3. Por lo tanto, al reemplazar estos valores en la ecuación 2.17 se confirma que las capacidades son iguales, esto es:

$$Q_{EVAP} = \left(480,1 \frac{Btu}{lb} \right) \left(0,417 \frac{lb}{\min t.r.} \right) (20,1 t.r.)$$

$$Q_{EVAP} = 4024,1 Btu / \min = 20,1 t.r.$$

2. Determinación Experimental de la Capacidad del Evaporador

La determinación de la capacidad de este evaporador difiere de lo que se realizó en el sistema principal, ya que en este caso no se puede aplicar la ecuación de transferencia de calor, puesto que se desconoce los datos técnicos que proporciona el fabricante, como el área de la tubería. Por lo tanto, la capacidad de enfriamiento se determina a partir de la cantidad de calor que cede el agua a las “cortinas” por las que fluye el refrigerante mediante la ecuación 2.16, teniendo en cuenta que:

- El agua que entra al evaporador proviene de la línea de retorno ‘B’ a una temperatura de 11° C y sale hacia los otros evaporadores a una temperatura de 6° C aproximadamente.
- El agua fluye alrededor de las “cortinas” de este evaporador a la misma velocidad que fluye el agua en la línea de suministro ‘B’ o sea 5,404 l/s (ver anexo D). Es decir, se considera que el flujo de agua que sale hacia la planta es igual al flujo que retorna hacia el evaporador del sistema auxiliar.

Entonces, si el agua tiene un flujo de 5,194 l/s (11,0 ft³/min), una temperatura de entrada de 11° C (51,8° F), una temperatura de salida de 6° C (42,8° F) y una densidad promedio de 62,4 (lb/ft³), la cantidad de calor cedido por el agua es:

$$\dot{Q} = \left(11,0 \frac{ft^3}{min} \right) \left(62,4 \frac{lb}{ft^3} \right) \left(1 \frac{Btu}{lb^\circ F} \right) (51,8^\circ F - 42,8^\circ F)$$

$$\dot{Q} = 6.177,6 Btu / min = 30,9 t.r.$$

Si la capacidad teórica de un compresor puede producir 20,1 t.r., los dos compresores trabajando a pleno, pueden producir 40,2 t.r. aproximadamente. Ahora, la capacidad del evaporador calculada anteriormente en 30,9 t.r. es 1,54 veces la capacidad de un compresor (20,1 t.r.), lo que comprueba hecho que los compresores del sistema de refrigeración auxiliar trabajan al 50 y 100 % alternadamente, y solo incrementa su capacidad ante un incremento de temperatura en el retorno de la línea 'B'.

Capítulo 3

Suministro de Agua Helada

En este capítulo se estudia el suministro de agua helada como un refrigerante secundario encargado del enfriamiento de la leche, y por lo tanto, un elemento muy importante en los diferentes tratamientos térmicos que se llevan a cabo en la planta de producción de Friesland de Colombia S.A. Además, en este capítulo se determina la carga de enfriamiento de acuerdo a los niveles promedio de producción de leche, así como los consumos de agua helada en cada uno de los diferentes intercambiadores de calor que requiere este suministro. De esta manera, es posible relacionar las capacidades que se “necesitan” en los tratamientos térmicos con las capacidades que se “tienen” en el sistema de refrigeración integrado calculadas en el último capítulo.

3.1 Refrigerante Secundario

El refrigerante que se evapora en el sistema de compresión de vapor se utiliza a menudo para enfriar el líquido que se encarga de enfriar la carga final y es conocido como *refrigerante secundario* para distinguirlo del refrigerante que circula en el sistema de refrigeración. El refrigerante secundario normalmente usado es el agua, como sucede en este caso, pero también existen soluciones conocidas como “salmueras” que combinan agua y otras sustancias comunes en la industria de la refrigeración, como cloruro de sodio, cloruro de calcio, etileno glicol y propileno glicol, en especial cuando se requiere trabajar a temperaturas por debajo de 0°C [3].

La utilización de un refrigerante secundario se debe principalmente a que puede distribuirse a largas distancias sin problemas. El agua es el refrigerante secundario más usado, ya que su bajo costo y sus propiedades termofísicas lo convierten en un excelente fluido de trabajo en intercambios de calor, siempre y cuando este intercambio no este por debajo de 0°C . Además, cuando se utiliza un refrigerante primario tóxico como el amoníaco, el uso del refrigerante secundario resulta muy

conveniente en plantas de procesamiento de alimentos, como Friesland de Colombia S.A., donde se requiere alta higiene en los recipientes y en los procesos que se realizan ahí, de acuerdo con las reglamentaciones de salud pública que dispone el gobierno nacional.

Para la selección de un refrigerante secundario se requiere que éste tenga unas propiedades termofísicas adecuadas a las características y requerimientos de las instalaciones, tales como [3]:

- Calor específico elevado: reduce el flujo del refrigerante secundario para remover cierta cantidad de calor, disminuyendo la potencia de la bomba y el tamaño del equipo.
- Conductividad térmica elevada: aumenta la transferencia de calor.
- Viscosidad baja: facilita el flujo del refrigerante secundario reduciendo la potencia de la bomba y aumentando la transferencia de calor.
- Densidad promedio. Por ejemplo, una densidad elevada aumenta la transferencia de calor, pero tiene el efecto negativo de aumentar la potencia de la bomba.

3.2 Consumos de Agua Helada

Como se describió en la sección 1.4, el suministro de agua helada tiene dos líneas de suministro, denominadas en el trabajo como 'A' y 'B', las cuales alimentan diferentes tanques pasteurizadores e intercambiadores de calor a placas. En esa sección también se hizo referencia a que el consumo relevante de agua helada se presenta en los intercambiadores de calor correspondientes a las zonas de recepción, pasteurización y UHT (ver figura 3.1), debido a que son los equipos de uso diario y requieren del suministro en cualquier momento.

En especial, el intercambiador de la zona de recepción debe estar preparado ante la llegada de cualquier cantidad de leche cruda proveniente de las fincas, y que debe ser enfriada en corto tiempo con el fin de preservarla mientras recibe un tratamiento térmico adecuado como termización, pasteurización o UHT. Por el contrario, el consumo de agua helada en los tratamientos térmicos son planificados de acuerdo a la cantidad de leche en existencia, ya que al mantenerla fría en tanques encamisados, se obtiene un margen de tiempo suficiente para realizar cualquiera de los tratamientos térmicos.

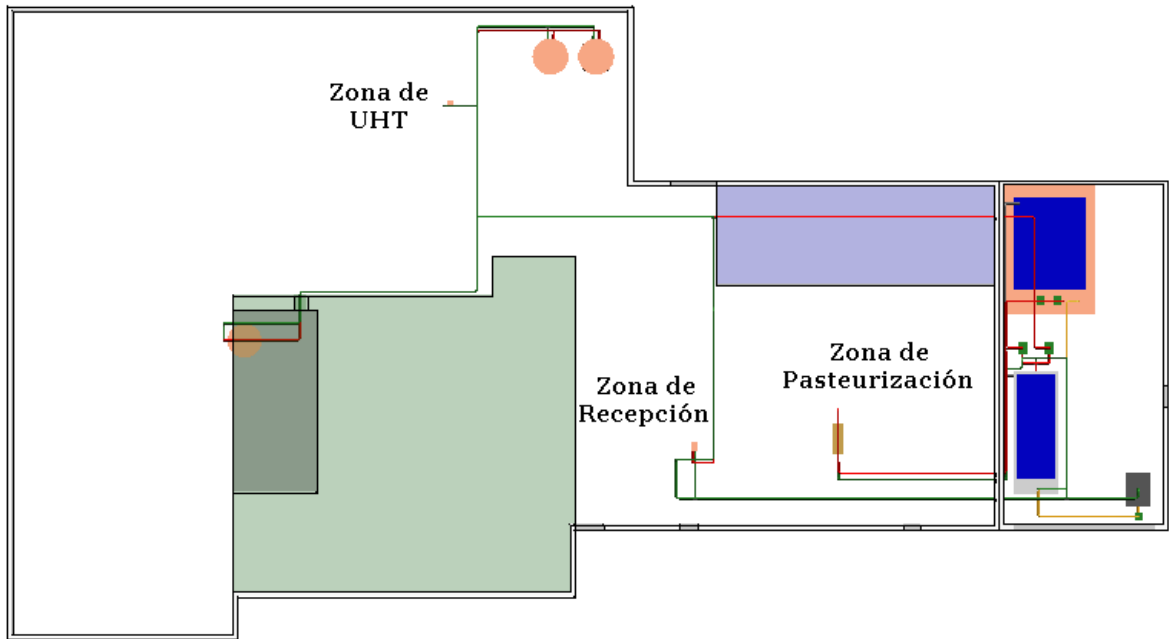


Figura 3.1. Vista superior de las zonas donde se concentra el consumo de agua helada en la planta de producción de Friesland de Colombia S.A.

Por lo general, los tratamientos térmicos no se realizan simultáneamente con el fin de evitar un descenso abrupto del “banco de hielo” o de la capacidad de enfriamiento del suministro de agua helada, ya que siempre debe existir un remanente que permita atender eventualidades como la llegada de leche cruda, y por esta misma razón el sistema de refrigeración auxiliar opera normalmente las 24 horas del día.

3.2.1 Zona de Pasteurización

Además del proceso de pasteurización, en el intercambiador de calor a placas que se encuentra en esta zona, también se puede realizar el tratamiento térmico de termización. Si bien estos tratamientos térmicos son diferentes, el consumo de agua helada es casi igual, puesto que la diferencia radica en las temperaturas altas, las cuales dependen del suministro de vapor.

El intercambiador de calor que se encuentra en la zona de pasteurización es un Chester-Jensen modelo 466F5-T-104/2/381, el cual cuenta con 381 placas distribuidas así: 45 para el calentador, 271 para el regenerador y 65 para el enfriador. Los datos técnicos más relevantes en el funcionamiento del intercambiador proporcionados por el fabricante se muestran en la tabla 3.1.

Tabla 3.1. Datos Técnicos del Pasteurizador Chester-Jensen

| SECCIÓN | FLUIDO | FLUJO (gal/min) | TEMPERATURA (° F) | | PRESIÓN (psig) |
|-------------|-----------------|--------------------|-------------------|--------|-------------------|
| | | | ENTRADA | SALIDA | |
| CALENTADOR | LECHE | 133,3 | 157 | 170 | 3,7 |
| | AGUA CALIENTE | 277 | 172 | 167,5 | 10,4 |
| REGENERADOR | LECHE CRUDA | 133,3 | 40 | 157 | 12,8 |
| | LECHE PROCESADA | 133,3 | 170 | 53 | 12,8 |
| ENFRIADOR | LECHE | 133,3 | 53 | 38 | 13,1 |
| | AGUA HELADA | 301 | 34 | 40,4 | 7,0 |

De los datos anteriores, solo se necesita la información correspondiente al enfriador, puesto que es en la única sección del intercambiador que utiliza el suministro de agua helada. Entonces, teniendo en cuenta que la línea de suministro 'A' es una conexión directa entre el intercambiador de calor de pasteurización y el "banco de hielo", el sistema de refrigeración auxiliar queda excluido de este consumo energético.

Entonces, conociendo propiedades de la leche como la densidad (64,3 lb/ft³) y el calor específico (0,92 Btu/lb°F), y los valores de operación suministrados en la tabla 3.1 como el flujo y las temperaturas de entrada y salida, se puede determinar la cantidad de calor que rechaza la leche, aplicando la ecuación 2.15 de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{LECH_TEOR} = \left(133,3 \frac{gal}{min}\right) \left(\frac{ft^3}{7,48gal}\right) \left(64,3 \frac{lb}{ft^3}\right) \left(0,92 \frac{Btu}{lb^\circ F}\right) (53^\circ F - 38^\circ F)$$

$$\dot{Q}_{LECH_TEOR} = 15.813,2 Btu / min = 79,1 t.r.$$

Por lo tanto, el suministro de agua helada debe ser capaz de retirar como mínimo 15.813,2 Btu/min o 79,1 t.r. de la leche, para entregarla una temperatura de 38° F

(3,3° C) según los datos técnicos del fabricante, temperatura que es ideal para evitar un nuevo crecimiento bacteriano, tal como se explicó en la sección 1.1.1.

De la misma manera que se determinó la cantidad de calor que rechaza la leche, también se puede determinar la cantidad de calor que absorbe el suministro de agua helada, según los requerimientos técnicos del pasteurizador.

$$\dot{Q}_{A_HELD_TEOR} = \left(301 \frac{gal}{min} \right) \left(\frac{ft^3}{7,48gal} \right) \left(62,4 \frac{lb}{ft^3} \right) \left(1 \frac{Btu}{lb^\circ F} \right) (40,4^\circ F - 34^\circ F)$$

$$\dot{Q}_{A_HELD_TEOR} = 16.070,5 Btu / min = 80,4 t.r.$$

Lo que indica, que el suministro de agua helada tiene la capacidad, por diseño, de absorber 16.070,5 Btu/min o 80,4 t.r. de la leche, cantidad de calor superior a la que debe rechazar la leche. Porcentualmente, este incremento de la capacidad es:

$$\frac{\dot{Q}_{A_HELD_TEOR} - \dot{Q}_{LECH_TEOR}}{\dot{Q}_{LECH_TEOR}} \times 100\%$$

$$\frac{80,4 - 79,1}{79,1} \times 100 = 1,6\%$$

Este resultado indica que el fabricante precisa una tolerancia del 1,6 %, lo cual asegura que el suministro de agua helada cumpla con su función de enfriar adecuadamente la leche ante cualquier pérdida energética mínima que se pueda presentar en este proceso. Incluso, como se mencionó en el primer capítulo, la temperatura de referencia para preservar en buenas condiciones la leche es 4° C, lo cual le daría un margen de tolerancia al equipo un poco mayor al 1,6 %.

Por otro lado, la temperatura de entrada del suministro de agua helada que aparece en la tabla 3.1 (34° F o 1,1° C), es una temperatura que está por debajo del valor mínimo registrado en el banco de hielo (2° C). Por esta razón también se determina experimentalmente la cantidad de calor que absorbe el agua helada, con base en las temperaturas de entrada de 3° C (37,4° F) y de salida de 8° C (46,4° F) del intercambiador, registradas por los termómetros ubicados en las líneas de suministro y retorno de la sección del enfriador.

$$\dot{Q}_{A_HELD_EXP} = \left(301 \frac{gal}{min} \right) \left(\frac{ft^3}{7,48gal} \right) \left(62,4 \frac{lb}{ft^3} \right) \left(1 \frac{Btu}{lb^\circ F} \right) (46,4^\circ F - 37,4^\circ F)$$

$$\dot{Q}_{A_HELD_EXP} = 22.599,1 Btu / min = 113,0 t.r.$$

Entonces, en estas condiciones hay un mayor consumo energético del suministro de agua helada absorbiendo 22.599,1 Btu/min o 113,0 t.r. de la leche. Por lo tanto, esta cantidad representa un mayor consumo energético de agua helada en condiciones reales al ser comparado con el consumo teórico de 80,4 t.r., lo cual es inconveniente. Sin embargo, hay que tener en cuenta que el objetivo es enfriar la leche a 4 °C, y solo cuando la temperatura de la leche sea menor a este valor, se podrá concluir que hay un consumo en excesivo de agua helada.

3.2.2 Zona de Recepción

El intercambiador de calor que se encuentra en la zona de recepción, está alimentado por la línea de suministro 'B' y se encarga de enfriar leche cruda que llega a la planta de producción con el fin de ser tratada térmicamente y sea apta para el consumo humano.

Como ya se mencionó, la cantidad de leche cruda que llega a la planta de producción varía constantemente y a diferentes horas del día, principalmente en la mañana, puesto que proviene de varias fincas. Esta situación, representa que el "banco de hielo" siempre debe tener un remanente de agua helada para enfriar la leche cruda que llega. Además, al provenir la leche de diferentes lugares, la temperatura de entrada de la leche no es la misma. Por lo tanto, el consumo se estima como el mayor posible.

Puesto que no hay información del funcionamiento del equipo correspondiente a los regímenes de operación, los datos necesarios para determinar el consumo de agua helada son empíricos. Entonces, si el flujo de agua helada en este intercambiador es aproximadamente 5,5 ft³/min (ver anexo D), la temperatura de entrada es 3° C (37,4° F) y la de salida es 11° C (51,8° F), el consumo energético en este equipo es:

$$\dot{Q}_{RECP} = \left(5,5 \frac{ft^3}{min} \right) \left(62,4 \frac{lb}{ft^3} \right) \left(1 \frac{Btu}{lb^\circ F} \right) (51,8^\circ F - 37,4^\circ F)$$

$$\dot{Q}_{RECP} = 4.942,1 Btu / min = 24,7 t.r.$$

3.2.3 Zona de UHT

En la zona de UHT el equipo menos relevante es precisamente el intercambiador de calor, puesto que el enfriamiento de la leche no es un proceso complementario como si sucede en la pasteurización. La función del intercambiador de calor en este proceso, es realizar un enfriamiento de la leche antes de ser sometida a las altas temperaturas que caracterizan este tratamiento térmico.

Debido a que la leche cruda y/o termizada que se utiliza para ser sometida al tratamiento UHT, se encuentra almacenada en tanques que la mantienen fría, pero en el tiempo de almacenamiento o en el transporte hasta esta zona, puede haber un incremento de temperatura mínimo, pero inconveniente en pro de la calidad de la leche. Por eso, la leche debe ser enfriada preventivamente en el intercambiador de calor antes de pasar al tratamiento UHT, en especial, cuando hay un tiempo considerable en horas de almacenamiento, de lo contrario la leche pasa por el intercambiador, prácticamente, sin consumir agua helada.

Este intercambiador de calor también está alimentado por la línea de suministro 'B', y por las consideraciones expuestas en el anexo D, tiene un flujo de agua helada estimado en 5,5 ft³/min. Además, si su temperatura entrada es 3° C (37,4° F) y la de salida está alrededor de 5° C (41° F), el consumo energético se puede determinar mediante la ecuación 2.16 así:

$$\dot{Q}_{UHT} = \left(5,5 \frac{ft^3}{min} \right) \left(62,4 \frac{lb}{ft^3} \right) \left(1 \frac{Btu}{lb^{\circ} F} \right) (41^{\circ} F - 37,4^{\circ} F)$$

$$\dot{Q}_{UHT} = 1.235,5 Btu / min = 6,2 t.r.$$

3.3 Carga de Enfriamiento

La carga de enfriamiento hace referencia a la cantidad de calor que debe remover el sistema de refrigeración. Esta carga de enfriamiento, no proviene solo de una fuente de calor, hay que tener en cuenta todos los factores o elementos que puedan ser proporcionar calor y por lo tanto incrementar la carga de enfriamiento [4].

Algunas de las fuentes de calor más comunes son: las paredes no aisladas, la radiación a través de elementos transparentes, el aire filtrado desde el exterior, las personas, los motores eléctricos, las lámparas y por su puesto, el producto que se

enfri a a la temperatura deseada. Sin embargo, la mayoría de fuentes de calor que se mencionan anteriormente, son los factores en un cuarto frío, lo cual no corresponde al suministro al desarrollo de este trabajo. En el caso del suministro de agua helada en la planta de producción de Friesland de Colombia S.A., la carga de enfriamiento se debe principalmente al calor que absorbe el suministro de la leche para enfriarla, y en una muy pequeña proporción al calor que absorbe la tubería del medio, en las secciones que no tiene aislante.

Entonces, de acuerdo con los datos proporcionados por el departamento de producción y el departamento de mantenimiento de Friesland de Colombia S.A., se estimó los litros de leche enfriada y las horas de trabajo del compresor del sistema principal por día en el año 2006, y se observa que la carga de enfriamiento es completamente variable, mientras que las horas de trabajo del sistema de refrigeración principal es casi constante, lo que indica que no hay una correspondencia práctica entre estos valores. Esto se puede ver en la figura 3.2 donde se muestran los valores promedio por mes de cada cantidad.

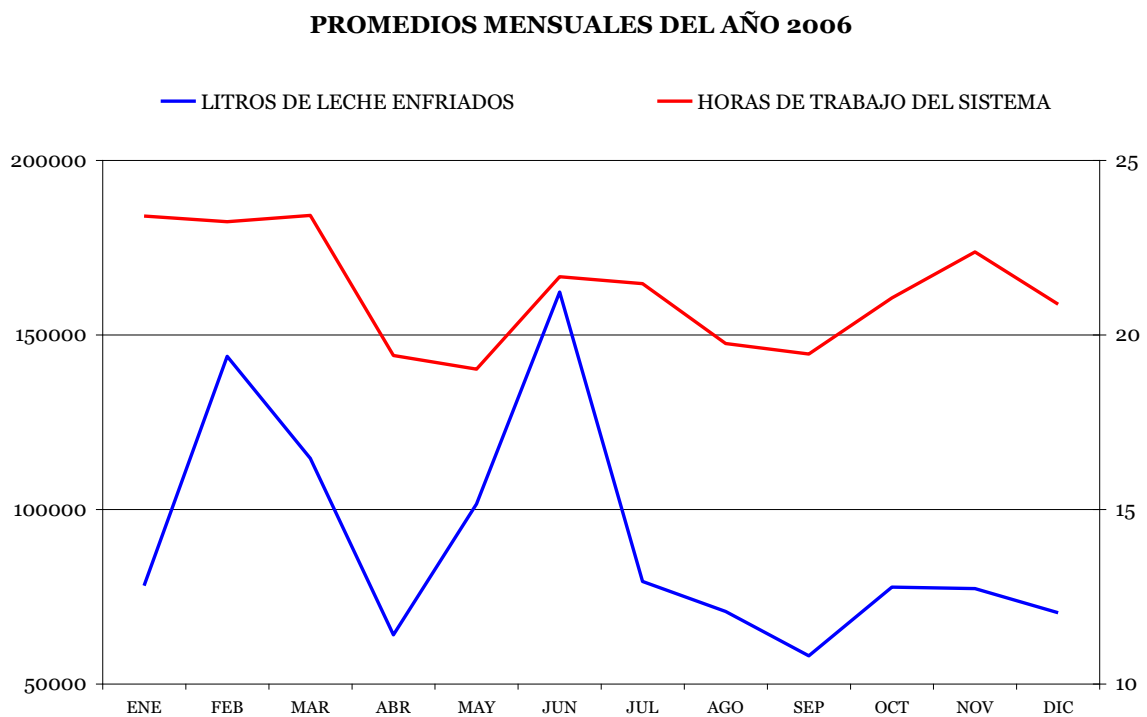


Figura 3.2. Valores promedios mensuales de litros de leche enfriada y horas de trabajo del compresor del sistema de refrigeración principal en la planta de producción de Friesland de Colombia S.A.

Lo ideal sería, que el consumo de agua helada fuera proporcional a la carga de enfriamiento, y por ende, a las horas de trabajo del sistema de refrigeración principal. Si bien esta proporcionalidad es adecuada para un funcionamiento eficiente del sistema, ya se ha dicho que siempre debe existir un remanente de agua helada en el “banco de hielo”, el cual puede suplirse con el sistema de refrigeración auxiliar, siempre y cuando, los consumos no programados de agua helada, no sean muy elevados.

3.3.1 Carga de Enfriamiento de la Leche

Como la carga de enfriamiento es variable, se va a determinar dos valores de carga correspondientes al mínimo y al máximo de litros de leche enfriados diarios, teniendo en cuenta que esta cantidad está constituida por la leche inventariada en recepción, pasteurización y en tanques que están destinados a almacenar la leche que va a recibir tratamiento UHT o es destinada a producir bebida láctea saborizada³. Entonces, en la tabla 3.2 se especifican los valores de cada uno de los inventarios correspondientes al mínimo y al máximo de leche enfriada por día.

Tabla 3.2. Valores mínimo y máximo en el año 2006 de leche enfriada por día.

| Inventario Inicial | Mínimo | | Máximo | |
|---------------------------|--------|---------|---------|----------|
| | Litros | Galones | Litros | Galones |
| Pasteurización | 600 | 158,5 | 160.829 | 42.491,2 |
| Recepción | 560 | 148,0 | 52.785 | 13.945,8 |
| Tanques de Almacenamiento | 13.865 | 3.663,1 | 57.038 | 15.069,5 |
| Total | 15.025 | 3.969,6 | 270.652 | 71.506,5 |

1 Carga de Enfriamiento Mínima

De acuerdo con los datos de la tabla 3.1, 3.2 y la ecuación 2.16, teniendo en cuenta que en este caso no hay flujo másico, se determina la carga de enfriamiento mínima, considerando valores promedios de la densidad, el calor específico y las temperaturas de entrada y de salida para cada intercambiador, así:

³ Este producto se procesa en los tanques de mezcla ‘4’, ‘5’ y ‘A’ con una producción esporádica, por lo cual su consumo de agua helada no es representativo.

Pasteurizador

$$Q_P = (158,5 \text{ gal}) \left(\frac{\text{ft}^3}{7,48 \text{ gal}} \right) \left(64,3 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right) \left(0,92 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ \text{F}} \right) (53^\circ \text{F} - 39,2^\circ \text{F})$$

$$Q_P = 17.298,4 \text{ Btu}$$

Recibidor

$$Q_R = (148,0 \text{ gal}) \left(\frac{\text{ft}^3}{7,48 \text{ gal}} \right) \left(64,3 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right) \left(0,92 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ \text{F}} \right) (57^\circ \text{F} - 39,2^\circ \text{F})$$

$$Q_R = 20.834,3 \text{ Btu}$$

Tanques de Almacenamiento

$$Q_T = (3663,1 \text{ gal}) \left(\frac{\text{ft}^3}{7,48 \text{ gal}} \right) \left(64,3 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right) \left(0,92 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ \text{F}} \right) (42,8^\circ \text{F} - 39,2^\circ \text{F})$$

$$Q_T = 104.291,4 \text{ Btu}$$

Al sumar estas cantidades, se obtiene que la carga mínima de enfriamiento que opera el sistema esté alrededor de 142.424,1 Btu. En la práctica, es frecuente agregar un 10 %, como regla general a la carga de enfriamiento, convirtiéndose en un factor de seguridad que soslaya la confiabilidad de la información usada en los cálculos.

Entonces, la carga de enfriamiento mínima sería:

$$104.291,4 \text{ Btu} \times 1,10 = 114.720,5 \text{ Btu}$$

2 Carga de Enfriamiento Máxima

Aplicando la misma metodología se obtiene la carga de enfriamiento máxima:

Pasteurizador

$$Q_P = (42.491,2 gal) \left(\frac{ft^3}{7,48 gal} \right) \left(64,3 \frac{lb}{ft^3} \right) \left(0,92 \frac{Btu}{lb^\circ F} \right) (53^\circ F - 39,2^\circ F)$$

$$Q_P = 4.637.407,8 Btu$$

Recibidor

$$Q_R = (13.945,8 gal) \left(\frac{ft^3}{7,48 gal} \right) \left(64,3 \frac{lb}{ft^3} \right) \left(0,92 \frac{Btu}{lb^\circ F} \right) (57^\circ F - 39,2^\circ F)$$

$$Q_R = 1.963.182,3 Btu$$

Tanques de Almacenamiento

$$Q_T = (15.069,5 gal) \left(\frac{ft^3}{7,48 gal} \right) \left(64,3 \frac{lb}{ft^3} \right) \left(0,92 \frac{Btu}{lb^\circ F} \right) (42,8^\circ F - 39,2^\circ F)$$

$$Q_T = 429.040,8 Btu$$

Obteniendo una carga de enfriamiento total de 7.029.630,9 Btu, siendo este el mayor valor que tiene que operar el sistema, y considerando el factor de seguridad, la carga máxima sería 7.723.594,0 Btu.

3.3.2 Tiempo de funcionamiento del Equipo

Con el fin de tener un funcionamiento eficiente del sistema de refrigeración principal, es posible estimar el tiempo de operación requerido por la carga de enfriamiento con base en la capacidad del equipo calculada en el capítulo anterior⁴. Entonces, el tiempo de funcionamiento del equipo, se obtiene mediante la siguiente relación [4]:

$$\text{Tiempo de Funcionamiento} = \frac{\text{Carga de Enfriamiento Total}}{\text{Capacidad del Equipo}} \quad (3.1)$$

Antes de determinar el tiempo de funcionamiento, es importante tener en cuenta los siguientes aspectos:

- No se incluye la capacidad del sistema auxiliar, puesto que no tiene sentido calcular el tiempo de funcionamiento de un sistema que normalmente opera las 24 horas del día. Además, la capacidad de este sistema esta destinada a asistir el “banco de hielo” para contar siempre con un remanente de agua helada.
- Cuando comienza el enfriamiento, la carga del equipo en Btu/h hora es mayor que la carga de enfriamiento promedio calculada en la sección anterior, debido que la diferencia entre las temperaturas al inicio de cada proceso son mayores, mientras que pasa un pequeño tiempo de estabilización. Por esta razón, para compensar la distribución desigual de la carga de enfriamiento, se introduce un factor de rapidez de enfriamiento, que en el caso de la leche es 0,85 [4].

Entonces, recordando que la capacidad del sistema de refrigeración principal es 52 t.r. o 624.000 Btu/h, el tiempo de funcionamiento para la carga mínima y máxima calculada en la sección anterior, es:

Carga Mínima

$$\text{Tiempo de Funcionamiento} = \frac{114.720,5 \text{ Btu}}{624.000 \text{ Btu/h}}$$

$$\text{Tiempo de Funcionamiento} = 0,184 \text{ horas} \approx 11 \text{ min}$$

⁴ Normalmente, la ecuación 3.10 se utiliza para seleccionar la capacidad del equipo de acuerdo a las condiciones y requerimientos que se necesiten, como diseño previo de un sistema de refrigeración. En este caso, el sistema ya existe y el objetivo es evaluar las condiciones actuales de trabajo.

Carga Máxima

$$\textit{Tiempo de Funcionamiento} = \frac{7.723.594,0\textit{Btu}}{624.000\textit{Btu/h}}$$

$$\textit{Tiempo de Funcionamiento} = 12,4\textit{horas}$$

Estos resultados muestran una gran diferencia entre los tiempos, correspondiente a la diferencia que hay entre las cargas de enfriamiento, siendo la carga mínima el 1,5 % de la carga máxima. Ahora, si bien los tiempos de funcionamiento se obtuvieron de la manera más confiable posible, incluyendo un factor de seguridad, estos valores deben considerarse como referencia y no como valores de operación, teniendo en cuenta que entre la carga de enfriamiento y el tiempo de funcionamiento del sistema, está de por medio el agua helada como refrigerante secundario.

En la refrigeración industrial, es práctica común emplear un tiempo de 16 horas para temperaturas mayores o iguales a 35° F (1,7° C) con descongelación periódica del evaporador y para temperaturas menores a 35° F, generalmente se seleccionan de 18 a 20 horas como tiempo de operación del compresor [3].

Capítulo 4

Análisis de Resultados, Eficiencia y Conclusiones

En este capítulo se realiza un análisis de los resultados obtenidos en cada uno de los equipos que componen los sistemas de refrigeración y la red de distribución de agua helada. Además, se relacionan la capacidad que tiene el sistema de refrigeración integrado con las capacidades que necesitan los tratamientos térmicos alimentados por el suministro de agua helada, y a partir de esto, obtener conclusiones de las condiciones actuales y el rendimiento o eficiencia que presentan estos equipos en operación.

4.1 Sistema de Refrigeración Principal

El “corazón” de un sistema de refrigeración es el compresor y por lo tanto, en el se centra gran parte de la capacidad del sistema y es el elemento que da inicio al análisis.

Compresor

El compresor de este sistema, bajo las condiciones actuales de trabajo, está en capacidad de producir 52 toneladas de refrigeración (52 t.r.), valor que es bastante aceptable, considerando que el valor de la capacidad nominal de 55,1 t.r. proporcionada por el fabricante (ver tabla 2.3), prácticamente bajo las mismas condiciones. Por lo tanto, el porcentaje de eficiencia es:

$$\%e = \frac{52t.r.}{55,1t.r.} \times 100\% = 94,4\%$$

Esta eficiencia es respecto a la máxima que puede tener el equipo según el fabricante, y no debe confundirse con la eficiencia volumétrica que se basa en las condiciones mecánicas de trabajo.

La eficiencia indica que este equipo se desempeña muy bien en el sistema principal y está muy cerca de las mejores condiciones de trabajo que ha predicho el fabricante. Entonces, el compresor Sabroe está en buenas condiciones y puede mantenerse así durante mucho tiempo, mientras se mantenga los cambios de aceite, con sus respectivas purgas, en el periodo correcto, y un mantenimiento preventivo de las piezas que presenten un desgaste habitual.

Condensador

Este equipo está muy relacionado con el compresor, ya que parte del calor que debe rechazar, es proporcionado por el compresor en forma de trabajo. Esta relación se confirma con la expresión empírica que se utiliza para determinar la capacidad del condensador, cuando no se cuenta con mucha información y se desea obtener una estimación aceptable [4]:

$$Q_{COND} = (f_C)(Q_{COMP}) \quad (4.1)$$

Donde Q_{COND} es la capacidad teórica del condensador, f_C es el factor de rechazo de calor y Q_{COMP} es la capacidad del compresor.

Recordando que la temperatura de evaporación es 12° F y la temperatura de condensación es 95° F, se asume un factor de 1,22. Por lo tanto:

$$Q_{COND} = (1,22)(52t.r.)$$

$$Q_{COND} = 63,4t.r.$$

Este valor solo se aleja un 0,3 % del valor 63,6 t.r. determinado como la capacidad teórica del condensador a partir de la termodinámica del ciclo ideal. Lo que indica que los cálculos del ciclo ideal son estimaciones bastantes aproximadas con otros referentes que se usan en la refrigeración industrial como el mostrado anteriormente.

Tabla 4.1. Factores de rechazo de calor para compresores abiertos.

| Temperatura de Evaporación (° F) | Temperatura de Condensación (° F) | | | | | |
|----------------------------------|-----------------------------------|------|------|------|------|------|
| | 90 | 100 | 110 | 120 | 130 | 140 |
| -30 | 1,37 | 1,42 | 1,47 | * | * | * |
| -20 | 1,33 | 1,37 | 1,42 | 1,47 | * | * |
| -10 | 1,28 | 1,32 | 1,37 | 1,42 | 1,47 | * |
| 0 | 1,24 | 1,28 | 1,32 | 1,37 | 1,41 | 1,47 |
| 10 | 1,21 | 1,24 | 1,28 | 1,32 | 1,36 | 1,42 |
| 20 | 1,17 | 1,20 | 1,24 | 1,28 | 1,32 | 1,37 |
| 30 | 1,14 | 1,17 | 1,20 | 1,24 | 1,27 | 1,33 |
| 40 | 1,12 | 1,15 | 1,17 | 1,20 | 1,23 | 1,28 |
| 50 | 1,09 | 1,12 | 1,14 | 1,17 | 1,20 | 1,24 |

*Fuera de los límites normales de las aplicaciones de compresores de un paso simple

Fuente: DOSSAT, Roy J. Principios de Refrigeración. 2 ed. México: Compañía Editorial Continental, 2002. p 316. Cortesía de Bohn Aluminum and Brass Company.



Figura 4.1. Fotografía de las incrustaciones que se forman en el de un condensador evaporativo.

Además, la tolerancia estimada en un 26,7 % no es excesiva, ya que el condensador puede perder paulatinamente la capacidad de transferir calor a través del serpentín por el que circula el refrigerante, a causa de la incrustación que se forma por las impurezas que se introducen en el condensador (ver figura 4.1). Por lo que se hace indispensable hacer una limpieza periódica del serpentín y de los filtros que retienen las impurezas del agua.

Evaporador

La capacidad del evaporador en principio está relacionada con la capacidad del compresor, pero principalmente depende del tamaño de la tubería, concretamente el área. Por lo tanto, la capacidad del evaporador encontrada en la sección 2.16 (175,6 t.r.), da información de la capacidad que puede “almacenar” en este depósito conocido como “banco de hielo”.

Además, si se tiene en cuenta que para encontrar esta capacidad, no se consideró la transferencia de calor por convección la capacidad del evaporador estaría por encima de 175,6 t.r., pero también podría estar por debajo de este valor cuando hay formación de hielo alrededor del serpentín, lo que disminuye la transferencia de calor. Para evitar este problema, el evaporador del sistema principal está provisto con un agitador, que entra en funcionamiento como método de descongelamiento, para reducir esta capa de hielo.

4.2 Sistema de Refrigeración Auxiliar

Como ya se ha mencionado el sistema de refrigeración auxiliar es especial por sus características y condiciones de operación, mas no por la capacidad de enfriamiento que aporta al sistema de refrigeración integrado. Algunas de esas condiciones especiales es que trabaja 24 horas, que la capacidad de los compresores puede variar en dos pasos (50 y 100 %), y que tiene la capacidad de autorregularse monitoreando la temperatura de evaporación.

Además, el estudio de la termodinámica del ciclo ideal de este sistema no es tan fiable como el que se realizó en el sistema principal, una prueba de esto fue obtener una eficiencia volumétrica de 116,8 % cuando la referencia es el 90 %, de acuerdo con la figura 2.4. Sin embargo, a pesar de estos resultados, el estudio del ciclo ideal y de la relación de compresión, permitió determinar una capacidad de 20,1 t.r., que es inferior a la nominal y por tanto un resultado coherente.

Compresor

La capacidad nominal que proporciona el fabricante para cada uno de los compresores es 24 t.r. (ver tabla 2.13) bajo las temperaturas de evaporación de 10° F y de condensación de 95° F, mientras que la capacidad encontrada en la sección 2.3.3, maneja temperaturas de evaporación de 1° F y de condensación de 80° F. A pesar de esta diferencia en las temperaturas, la capacidad nominal es el punto de referencia para encontrar el porcentaje de eficiencia.

$$\% e = \frac{20,1t.r.}{24t.r.} \times 100\% = 83,8\%$$

Entonces, como los dos compresores trabajan en los mismos rangos, tienen la misma capacidad y por lo tanto el mismo porcentaje de eficiencia. Este valor es aceptable, pero no es tan alto como se espera en equipo que tiene pocos años de uso. La explicación está en que los compresores trabajan en conjunto y alternan sus capacidades acomodándose a las necesidades del sistema.

Condensador

Teóricamente la capacidad del condensador es 24,8 t.r. cuando trabaja solo un compresor al 100 %, pero se sabe que en virtud de su funcionamiento constante las 24 horas del día, los compresores no trabajan al 100 % siempre, y en un promedio diario los dos compresores aportan una capacidad de 150 %, alternando uno a 100 % y otro a 50 %. Por lo tanto la capacidad teórica del condensador sería:

$$Q_{COND} = 24,8t.r. \times 1,5 = 37,2t.r.$$

Entonces, si la capacidad del condensador estimada con base en los datos obtenidos es 41,0 t.r., este valor está por encima de la capacidad teórica de 37,2 t.r., lo cual representa un margen de tolerancia de:

$$\frac{|41,0 - 37,2|}{37,2} \times 100 = 10,2\%$$

Este valor asegura que el refrigerante se condense totalmente y mantiene un margen ante la pérdida de capacidad por efectos de incrustación. En este equipo la incrustación no es considerable, ya que al tener pocos años de uso y un

mantenimiento programado desde el inicio se ha impedido que las incrustaciones se vayan acumulando. Por lo tanto, el porcentaje de tolerancia de 10,2 % es suficiente, considerando que el sistema auxiliar trabaja con un compresor al 50 % y otro al 100 %.

Evaporador

Al determinar la capacidad del evaporador del sistema auxiliar se comprueba que los compresores no trabajan al 100 % simultáneamente, ya que el valor obtenido es 30,9 t.r. Lo que representa 1,54 veces la capacidad de un compresor trabajando al 100 % (20,1 t.r.), es decir el sistema trabaja en promedio con un compresor a media capacidad y otro a plena carga.

Por otro lado, este equipo acumula poco hielo alrededor de las “cortinas” por las que fluye el refrigerante. El método de descongelamiento que se aplica es rociar agua a temperatura ambiente y se realiza esporádicamente, ya que el agua que llega al evaporador consume casi toda la capacidad de enfriamiento que se produce en este equipo.

4.3 Suministro de Agua Helada

El análisis de la distribución de agua helada pasa por el estudio de los consumos energéticos de este suministro por zonas, calculados en la sección 3.2, resumidos en la tabla 4.2, y la carga de enfriamiento calculada en la sección 3.3.

Tabla 4.2. Consumos energéticos de agua helada en cada zona de la planta de producción de Friesland de Colombia S.A.

| ZONA | CONSUMOS (t.r.) |
|----------------|------------------------|
| Pasteurización | 113,0 |
| Recepción | 24,7 |
| UHT | 6,2 |
| Total | 143,9 |

Consumo de Agua Helada

Al observar la tabla 4.2, se comprueba que la distribución de los equipos en las líneas de suministro ‘A’ y ‘B’, son las más adecuadas y cumplen con los

requerimientos de la planta de producción. Sumando estos consumos, se obtiene 143,9 t.r. como la carga total que se requiere en la planta de producción de Friesland de Colombia S.A. Si se compara este valor con la capacidad del “banco de hielo” de 175,6 t.r. se puede estimar cual es el margen de tolerancia que tiene el sistema ante consumos adicionales o pérdidas de capacidad.

$$\frac{|143,9 - 175,6|}{175,6} \times 100 = 18,1\%$$

Este porcentaje está por encima del factor de seguridad del 10 % que se utiliza normalmente en la industria de la refrigeración, lo cual da un margen de tolerancia suficiente para cumplir con las cargas requeridas en la planta, esto sin considerar la capacidad del sistema auxiliar de 30,9 t.r. la cual se tiene como remanente ante cualquier incremento de la carga de enfriamiento, como la llegada eventual de leche cruda a la planta de producción de Friesland de Colombia S.A.

Carga de Enfriamiento

Con los cálculos de carga de enfriamiento y de tiempo de funcionamiento del compresor del sistema de refrigeración principal, se observa que el sistema puede estar en operación más de lo que la planta requiere. Además, si se tiene en cuenta la referencia teórica de 16 horas para temperaturas alrededor de 35° F (1,7° C), las cuales se manejan en el “banco de hielo”, es importante considerar la disminución del tiempo de operación, que actualmente está en un valor promedio por encima de las 20 horas diarias, a fin de consumir todos los recursos de la manera más eficiente.

Por otro lado, el tiempo mínimo de funcionamiento del compresor del sistema principal se puede estimar calculando la cantidad calor que cede el agua almacenada en el evaporador (16.565,4 gal) para ir de una temperatura ambiente promedio de 19° C (66,2° F) a la menor temperatura registrada de 2° C (35,6° F), de la siguiente manera:

$$Q = (16.565,4 \text{ gal}) \left(\frac{\text{ft}^3}{7,48 \text{ gal}} \right) \left(62,3 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right) \left(1 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ \text{F}} \right) (66,2^\circ \text{F} - 35,6^\circ \text{F})$$

$$Q = 4.221.918,1 \text{ Btu}$$

Entonces, recordando que la capacidad del sistema principal es 624.000 Btu/h o 52 t.r., se determina el tiempo de funcionamiento mínimo, aplicando estos valores en la ecuación 3.1 así:

$$\textit{Tiempo de Funcionamiento} = \frac{4.221.918,1\textit{Btu}}{624.000\textit{Btu/h}} = 6,8\textit{horas}$$

Este tiempo asegura que el agua esté a 2° C, sin embargo durante este intervalo de tiempo no debe haber consumos. De esta manera se busca tener un referente de los tiempos de operación más adecuados que debe trabajar el sistema principal.

Los inconvenientes que trae el hecho de que el sistema principal trabaje unas horas adicionales no solo es consumir recursos sin necesidad, también es provocar la formación hielo alrededor del serpentín del evaporador, lo que ha originado una fractura en la estructura física que contiene toda el agua. Esta fractura se originó cuando parte del agua se infiltró entre la capa de concreto y la capa de aislamiento, y al congelarse y expandirse las separó, levantando una capa de concreto sobre el aislamiento.

Conclusiones

- * Los equipos que componen los sistemas de refrigeración principal y auxiliar, están en buenas condiciones y trabajan eficientemente, de acuerdo a sus capacidades y requerimientos.
- * El evaporador del sistema auxiliar tiene capacidad para albergar más “cortinas” y así incrementar la capacidad de enfriamiento de este sistema, ya que sus compresores trabajando al 100 % pueden producir 40,2 t.r., pero ya no podría trabajar las 24 horas del día, cambiando su condición de sistema de apoyo ante eventualidades.
- * El cambio del refrigerante R-12 que opera el sistema secundario, por el refrigerante R-134a es conveniente, y solo se haría necesario este cambio, en caso de que la planta de producción requiera de este sistema para proporcionar una mayor capacidad de enfriamiento. Esta capacidad está condicionada por la capacidad nominal de los dos compresores que componen este sistema, la cual equivale a 22 t.r., sin descartar que el evaporador almacena 28,5 m³ (7529,7 gal) lo que le permite almacenar una capacidad aproximada de 70 t.r.
- * Las líneas de suministro ‘A’ y ‘B’ están distribuidas adecuadamente de acuerdo con los consumos de agua helada obtenidos en cada intercambiador de calor.
- * La comunicación permanente entre los departamentos de producción y de mantenimiento encargados del tratamiento de la leche y el sistema de refrigeración integrado respectivamente, puede evitar que el sistema principal trabaje unas horas adicionales de acuerdo con la carga de enfriamiento de la leche. Esta falta de comunicación ha provocado que se consuman recursos sin necesidad y la formación hielo alrededor del serpentín del evaporador, originando una fractura en el “banco de hielo” a causa de una fisura entre la capa de concreto y la capa de aislamiento.
- * Por los cálculos obtenidos de la carga de enfriamiento y las capacidades del sistema, se estima que un tiempo de funcionamiento adecuado para el sistema principal varía entre 16 y 18 horas dependiendo de los consumos de agua helada y la cantidad de leche en inventario cada día.
- * El tiempo mínimo de operación del sistema principal es aproximadamente de 7 horas para tener agua helada lista para los consumos en la planta de producción. Es importante aclarar, que este tiempo de funcionamiento es previo a cualquier consumo de agua helada.

Recomendaciones

- * Una de las torres de condensación del sistema principal, tiene conectada la bomba, que hace recircular el agua, en la parte inferior del depósito, provocando que en ocasiones la bomba succione algo de lodo. Se recomienda hacer esta conexión mas arriba o remover el lodo que se forma en el fondo del depósito con más frecuencia.
- * Los consumos de agua helada comienzan en las primeras horas de la mañana, por lo que es importante tener una carga de enfriamiento suficiente para este momento, y en virtud de las 7 horas que necesita el sistema para comenzar a trabajar, se recomienda que el sistema trabaje a partir de las 8 pm de cada día.
- * Realizar mantenimientos periódicamente a los equipos a fin de mantener su buen funcionamiento. En especial, el retirar el lodo y las incrustaciones que se almacenan en el condensador.
- * Cambiar secciones de tubería entre el condensador y el tanque recibidor de líquido donde se percibe una fuga de amoniaco.
- * Desocupar por completo el “banco de hielo” y solucionar la fisura entre entre la capa de concreto y la capa de aislamiento.

Referencias

- [1] COLOMBIA. MINISTERIO DE LA PROTECCION SOCIAL, Decreto Número 616, Febrero 28 de 2006.
- [2] BYLUND, Gösta. Manual de Industrias Lácteas. TETRA PAK PROCESSING AB, 2003. p. 1, 2, 6, 34, 76 – 78, Disponible en Internet:
<http://www.infoleche.com/argentina/arte/manual_ind_lacteas_CD/index.htm>
- [3] PITA, Edward. Principios y Sistemas de Refrigeración. México: Limusa, 2005. p. 55-59, 69 – 78, 85, 96, 98, 105, 106, 111 – 113, 128 – 134, 154, 155, 159 – 161, 178, 189, 190, 206, 207, 209 – 213, 217, 349 – 352, 361.
- [4] DOSSAT, Roy J. Principios de Refrigeración. 2 ed. México: Compañía Editorial Continental, 2002. p. 187, 188, 190, 191, 197, 209 - 217, 233 - 236, 255, 275 - 280, 316, 365, 387.
- [5] McQUISTON, Faye C.; PARKER, Jerald D. y SPILTER, Jeffrey. Calefacción, ventilación y aire acondicionado: análisis y diseño. México: Limusa Wiley, 2003. p. 45 – 52.
- [6] ÇENGEL, Yunus A. y BOLES, Michael A. Termodinámica. 4 ed. México: MacGraw-Hill Interamericana, 2003. p. 66, 67, 122 – 127, 139 – 142, 200 – 202, 245, 277, 776,
- [7] POTTER, Mele C. y WIGGERT, David C. Mecánica de Fluidos. 3 ed. México: Thomson, 2002. p. 85 – 107.
- [8] SEMARNAT 2005. Disponible en Internet:
<<http://sissao.semarnat.gob.mx/sissao/index.jsp>>.
- [9] COLOMBIA. MINISTERIO DE AMBIENTE, VIVIENDA Y DESARROLLO TERRITORIAL, Decreto Número 423, Febrero 21 de 2005.

Bibliografía

1. ÇENGEL, Yunus A. y BOLES, Michael A. Termodinámica. 4 ed. México: MacGraw-Hill Interamericana, 2003.
2. ÇENGEL, Yunus A. Transferencia de Calor. 2 ed. México: MacGraw-Hill Interamericana, 2005.
3. DOSSAT, Roy J. Principios de Refrigeración. 2 ed. México: Compañía Editorial Continental, 2002.
4. ESTADOS UNIDOS DE AMERICA. DEPARTMENT OF ENERGY. Department of Energy Fundamentals Handbook: Thermodynamics, Heat Transfer and Fluid Flow. Washington D.C., 1992. 3 v.
5. FERNANDEZ, Pedro. Ingeniería Térmica y de Fluidos. Universidad de Cantabria. Disponible en Internet en <http://www.termica.webhop.info/>.
6. GILES, Ronald V.; EVETT, Jack B. y LIU, Cheng. Mecánica de los Fluidos e Hidráulica. 3 ed. Madrid: MacGraw-Hill Interamericana de España, 1994.
7. HOLMAN, J. P. Transferencia de Calor. México: Compañía Editorial Continental, 1997.
8. INCROPERA, Frank P. y DEWIT, David P. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4 ed. México: Prentice Hall, 1999.
9. MANRIQUE, José Angel. Termodinámica. 3 ed. México: Oxford, 2001.
10. MATAIX, Claudio. Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas. 2 ed. México: Oxford, 2005.
11. McQUISTON, Faye C.; PARKER, Jerald D. y SPILTER, Jeffrey. Calefacción, ventilación y aire acondicionado: análisis y diseño. México: Limusa Wiley, 2003.
12. PITA, Edward. Principios y Sistemas de Refrigeración. México: Limusa, 2005.

13. POPE, J. Edward. Soluciones Prácticas para el Ingeniero Mecánico: manual de soluciones rápidas y exactas para los problemas cotidianos en la ingeniería mecánica. México: MacGraw-Hill Interamericana, 2000.
14. POTTER, Mele C. y WIGGERT, David C. Mecánica de Fluidos. 3 ed. México: Thomson, 2002.
15. VAN WYLEN, Gordon J.; SONTANG, Richard E. y BORGNAKKE, Claus. Fundamentos de Termodinámica. 2 ed. México: Limusa Wiley, 2003.
16. AUTOR DESCONOCIDO. Capítulo 12: Refrigerantes. Disponible en Internet: <http://www.totaline.com.ar/site/uploads/file_7-2007118114423-0.pdf>.

Anexo A

Tabla A-1. Características más relevantes del amoniaco.

| Propiedad | Valor |
|--|--------------|
| Temperatura de ebullición a 1 atm (° F) | -28 |
| Temperatura de congelación a 1 atm (° F) | -107,9 |
| Temperatura crítica (° F) | 271,4 |
| Presión crítica (psia) | 1657 |
| Densidad del líquido a 100° F (lb/ft ³) | 36,4 |
| Volumen específico del vapor a 0° F (ft ³ /lb) | 9,12 |
| Calor latente de vaporización a 1 atm (Btu/lb) | 589,3 |
| Calor específico del líquido a 1 atm (Btu/lb°F) | 1,06 |
| Conductividad térmica de vapor saturado a 100° F (Btu in/ft ² h °F) | 0,0180 |
| Viscosidad de líquido saturado a 0° F (centipoise) | 0,2282 |
| Viscosidad de vapor saturado a 100° F (centipoise) | 0,0117 |

Fuente: PITA, Edward. Principios y Sistemas de Refrigeración. México: Limusa, 2005. p 211.

Tabla A-2. Características del comportamiento del amoniaco en un ciclo ideal de refrigeración basadas en las temperaturas de evaporación de 5°F y de condensación de 85°F.

| Propiedad | Valor |
|---|--------------|
| Presión de evaporación (lb/in ² man) | 19,6 |
| Presión de condensación (lb/in ² man) | 154,5 |
| Relación de compresión | 4,94 |
| Efecto refrigerante (Btu/lb) | 474,4 |
| Flujo másico del refrigerante (lb/min) | 0,422 |
| Desplazamiento del compresor (ft ³ /min) | 3,44 |
| Potencia del compresor (hp) | 0,989 |
| Coefficiente de rendimiento | 4,76 |
| Temperatura de descarga del compresor (° F) | 210 |

Fuente: DOSSAT, Roy J. Principios de Refrigeración. 2 ed. México: Compañía Editorial Continental, 2002. p 387.

Tabla B-1. (Continuación)

| Temperatura °F | Presión | | Volumen | | Densidad | | Entalpía ** | | Entropía ** | | Temperatura °F | Presión | Volumen | | Densidad | | Entalpía ** | | Entropía ** | |
|----------------|---------|------|--------------|----------------|-------------------|-----------------|----------------|--------------|----------------|--------------|----------------|---------|--------------|----------------|-------------------|-----------------|----------------|--------------|----------------|--------------|
| | psia | psig | Vapor, v_g | Líquido, v_f | Líquido, ρ_f | Vapor, ρ_g | Líquido, h_f | Vapor, h_g | Líquido, s_f | Vapor, s_g | | | Vapor, v_g | Líquido, v_f | Líquido, ρ_f | Vapor, ρ_g | Líquido, h_f | Vapor, h_g | Líquido, s_f | Vapor, s_g |
| -17 | 19.81 | 5.1 | 13.62 | 42.09 | 24.6 | 606.1 | 0.570 | 1.3708 | 0.570 | 1.3708 | 100 | 211.9 | 197.2 | 1.419 | 36.40 | 155.2 | 633.0 | 0.3166 | 1.1705 | |
| -16 | 20.34 | 5.6 | 13.29 | 42.04 | 25.6 | 606.4 | 0.594 | 1.3686 | 0.594 | 1.3686 | 101 | 215.2 | 200.5 | 1.397 | 36.34 | 156.4 | 633.1 | 3.187 | 1.1691 | |
| -15 | 20.88 | 6.2 | 12.97 | 42.00 | 26.7 | 606.7 | 0.0618 | 1.3664 | 0.0618 | 1.3664 | 102 | 218.6 | 203.9 | 1.375 | 36.29 | 157.6 | 633.2 | 3.207 | 1.1677 | |
| -14 | 21.43 | 6.7 | 12.66 | 41.96 | 27.8 | 607.1 | 0.0642 | 1.3643 | 0.0642 | 1.3643 | 103 | 222.0 | 207.3 | 1.354 | 36.23 | 158.7 | 633.3 | 3.228 | 1.1663 | |
| -13 | 21.99 | 7.3 | 12.36 | 41.91 | 28.9 | 607.5 | 0.0666 | 1.3621 | 0.0666 | 1.3621 | 104 | 225.4 | 210.7 | 1.334 | 36.18 | 159.9 | 633.4 | 3.248 | 1.1649 | |
| -12 | 22.56 | 7.9 | 12.06 | 41.87 | 30.0 | 607.8 | 0.0690 | 1.3600 | 0.0690 | 1.3600 | 105 | 228.9 | 214.2 | 1.313 | 36.12 | 161.1 | 633.4 | 0.3269 | 1.1635 | |
| -11 | 23.15 | 8.5 | 11.78 | 41.82 | 31.0 | 608.1 | 0.0714 | 1.3579 | 0.0714 | 1.3579 | 106 | 232.5 | 217.8 | 1.293 | 36.06 | 162.3 | 633.5 | 3.289 | 1.1621 | |
| -10 | 23.74 | 9.0 | 11.50 | 41.78 | 32.1 | 608.5 | 0.0738 | 1.3558 | 0.0738 | 1.3558 | 107 | 236.0 | 221.3 | 1.274 | 36.01 | 163.5 | 633.6 | 3.310 | 1.1607 | |
| -9 | 24.35 | 9.7 | 11.23 | 41.74 | 33.2 | 608.8 | 0.0762 | 1.3537 | 0.0762 | 1.3537 | 108 | 239.7 | 225.0 | 1.254 | 35.95 | 164.6 | 633.6 | 3.330 | 1.1593 | |
| -8 | 24.97 | 10.3 | 10.97 | 41.69 | 34.3 | 609.2 | 0.0786 | 1.3516 | 0.0786 | 1.3516 | 109 | 243.3 | 228.6 | 1.235 | 35.90 | 165.8 | 633.7 | 3.351 | 1.1580 | |
| -7 | 25.61 | 10.9 | 10.71 | 41.65 | 35.4 | 609.5 | 0.0809 | 1.3495 | 0.0809 | 1.3495 | 110 | 247.0 | 232.3 | 1.217 | 35.84 | 167.0 | 633.7 | 0.3372 | 1.1566 | |
| -6 | 26.26 | 11.6 | 10.47 | 41.60 | 36.4 | 609.8 | 0.0833 | 1.3474 | 0.0833 | 1.3474 | 111 | 250.8 | 236.1 | 1.198 | 35.78 | 168.2 | 633.8 | 3.392 | 1.1552 | |
| -5 | 26.92 | 12.2 | 10.23 | 41.56 | 37.5 | 610.1 | 0.0857 | 1.3454 | 0.0857 | 1.3454 | 112 | 254.5 | 239.8 | 1.180 | 35.72 | 169.4 | 633.8 | 3.413 | 1.1538 | |
| -4 | 27.59 | 12.9 | 9.991 | 41.52 | 38.6 | 610.5 | 0.0880 | 1.3433 | 0.0880 | 1.3433 | 113 | 258.4 | 243.7 | 1.163 | 35.67 | 170.6 | 633.9 | 3.433 | 1.1524 | |
| -3 | 28.28 | 13.6 | 9.763 | 41.47 | 39.7 | 610.8 | 0.0904 | 1.3413 | 0.0904 | 1.3413 | 114 | 262.2 | 247.5 | 1.145 | 35.61 | 171.8 | 633.9 | 3.453 | 1.1510 | |
| -2 | 28.98 | 14.3 | 9.541 | 41.43 | 40.7 | 611.1 | 0.0928 | 1.3393 | 0.0928 | 1.3393 | 115 | 266.2 | 251.5 | 1.128 | 35.55 | 173.0 | 633.9 | 0.3474 | 1.1497 | |
| -1 | 29.69 | 15.0 | 9.326 | 41.38 | 41.8 | 611.4 | 0.0951 | 1.3372 | 0.0951 | 1.3372 | 116 | 270.1 | 255.4 | 1.112 | 35.49 | 174.2 | 634.0 | 3.495 | 1.1483 | |
| 0 | 30.42 | 15.7 | 9.116 | 41.34 | 42.9 | 611.8 | 0.0975 | 1.3352 | 0.0975 | 1.3352 | 117 | 274.1 | 259.4 | 1.095 | 35.43 | 175.4 | 634.0 | 3.515 | 1.1469 | |
| 1 | 31.16 | 16.5 | 8.912 | 41.29 | 44.0 | 612.1 | 0.0998 | 1.3332 | 0.0998 | 1.3332 | 118 | 278.2 | 263.5 | 1.079 | 35.38 | 176.6 | 634.0 | 3.535 | 1.1455 | |
| 2 | 31.92 | 17.2 | 8.714 | 41.25 | 45.1 | 612.4 | 0.1022 | 1.3312 | 0.1022 | 1.3312 | 119 | 282.3 | 267.6 | 1.063 | 35.32 | 177.8 | 634.0 | 3.556 | 1.1441 | |
| 3 | 32.69 | 18.0 | 8.521 | 41.20 | 46.2 | 612.7 | 0.1045 | 1.3292 | 0.1045 | 1.3292 | 120 | 286.4 | 271.7 | 1.047 | 35.26 | 179.0 | 634.0 | 0.3576 | 1.1427 | |
| 4 | 33.47 | 18.8 | 8.333 | 41.16 | 47.2 | 613.0 | 0.1069 | 1.3273 | 0.1069 | 1.3273 | 121 | 290.8 | 275.9 | 1.032 | 35.20 | 180.2 | 634.0 | 3.597 | 1.1414 | |
| 5† | 34.27 | 19.6 | 8.150 | 41.11 | 48.3 | 613.3 | 0.1092 | 1.3253 | 0.1092 | 1.3253 | 122 | 294.8 | 280.1 | 1.017 | 35.14 | 181.4 | 634.0 | 3.618 | 1.1400 | |
| 6 | 35.09 | 20.4 | 7.971 | 41.07 | 49.4 | 613.6 | 0.1115 | 1.3234 | 0.1115 | 1.3234 | 123 | 299.1 | 284.4 | 1.002 | 35.08 | 182.6 | 634.0 | 3.638 | 1.1386 | |
| 7 | 35.92 | 21.2 | 7.798 | 41.01 | 50.5 | 613.9 | 0.1138 | 1.3214 | 0.1138 | 1.3214 | 124 | 303.4 | 288.7 | 0.987 | 35.02 | 183.9 | 634.0 | 3.659 | 1.1372 | |
| 8 | 36.77 | 22.1 | 7.629 | 40.98 | 51.6 | 614.3 | 0.1162 | 1.3195 | 0.1162 | 1.3195 | 125 | 307.8 | 293.1 | 0.973 | 34.96 | 185.1 | 634.0 | 3.679 | 1.1358 | |
| 9 | 37.63 | 22.9 | 7.464 | 40.93 | 52.7 | 614.6 | 0.1185 | 1.3176 | 0.1185 | 1.3176 | | | | | | | | | | |
| 10 | 38.51 | 23.8 | 7.304 | 40.89 | 53.8 | 614.9 | 0.1208 | 1.3157 | 0.1208 | 1.3157 | | | | | | | | | | |
| 11 | 39.40 | 24.7 | 7.148 | 40.84 | 54.9 | 615.2 | 0.1231 | 1.3137 | 0.1231 | 1.3137 | | | | | | | | | | |

*Tomado de las circulares número 142 (1945) y número 472 (1984) del National Bureau of Standards.

**Pulgadas de mercurio por debajo de una atmósfera estándar.

† Basada en un valor 0 para el líquido saturado a -40°F.

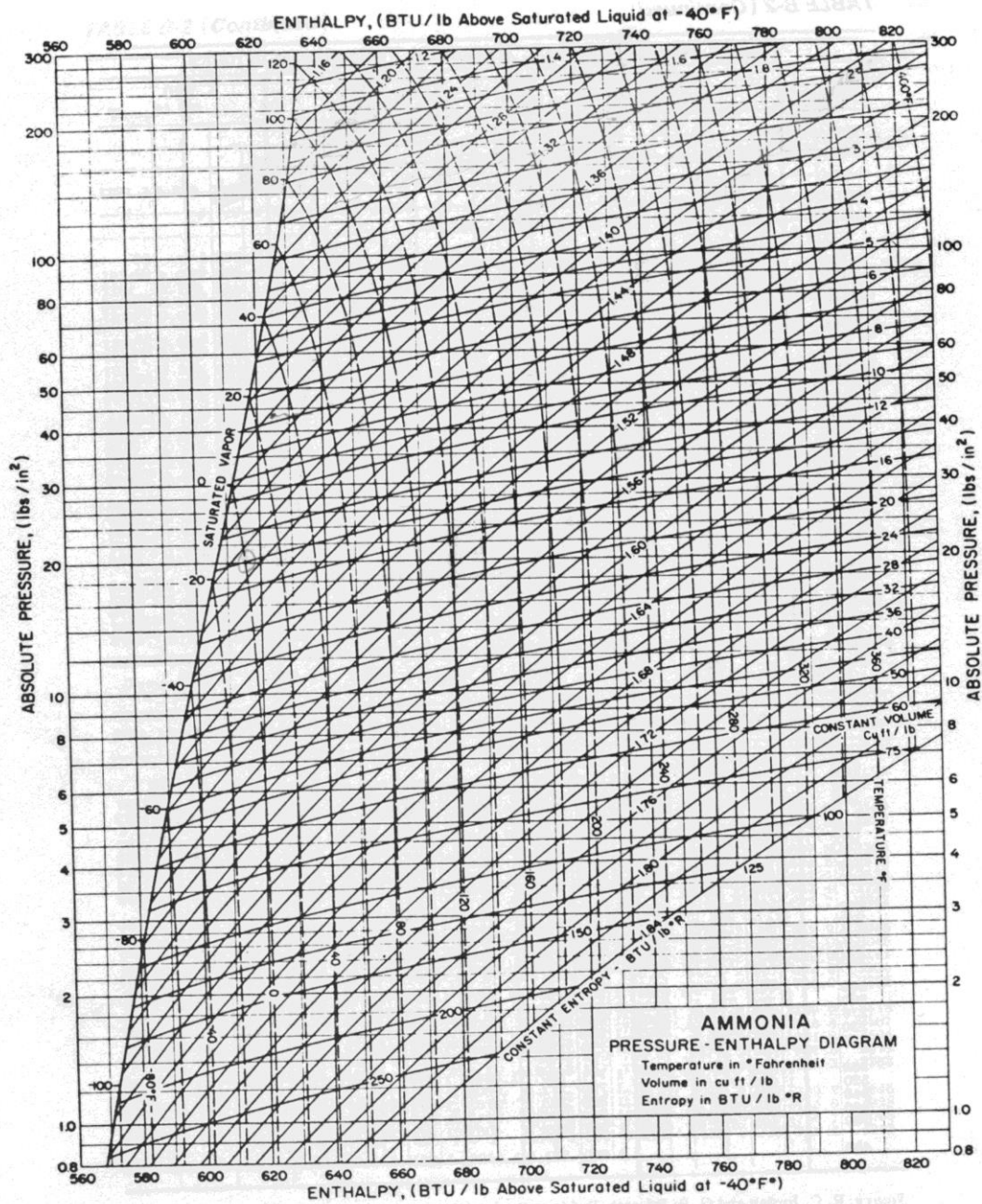
‡ Temperaturas normales del ciclo.

Reimpreso de Fundamentals ASHRAE Handbook & Product Directory, 1977, con autorización.

Fuente: PITA, Edward. Principios y Sistemas de Refrigeración. México: Limusa, 2005. p 464-466. Reimpreso de Fundamentals ASHRAE Handbook & Product Directory, 1977.

Anexo C

Figura C-1. Diagrama de presión – entalpía para el amoníaco (R-717).



Fuente: PITA, Edward. Principios y Sistemas de Refrigeración. México: Limusa, 2005. p 477. Reimpreso de Fundamentals ASHRAE Handbook & Product Directory, 1977.

Anexo D

DETERMINACIÓN DEL FLUJO DE LA LÍNEA DE SUMINISTRO B

Tabla D-1. Datos obtenidos en el Tanque de Mezcla 'A' para un volumen fijo de 5,5 litros.

| TIEMPO (s) | FLUJO (l/s) |
|--------------|---------------|
| 2,06 | 2,67 |
| 2,14 | 2,57 |
| 2,08 | 2,64 |
| 2,10 | 2,62 |
| 2,12 | 2,59 |
| 1,95 | 2,82 |
| 2,14 | 2,57 |
| 2,01 | 2,74 |
| 2,01 | 2,74 |
| 1,95 | 2,82 |
| 1,92 | 2,86 |
| 2,09 | 2,63 |
| 1,85 | 2,97 |
| 2,02 | 2,72 |
| 1,97 | 2,79 |
| 1,87 | 2,97 |
| 2,13 | 2,58 |
| 2,22 | 2,48 |
| 1,97 | 2,79 |
| 2,22 | 2,48 |

$$\bar{X} = 2,702 \quad l/s$$

$$\sigma_{n-1} = 0,144 \quad l/s$$

$$\sigma_n = 0,140 \quad l/s$$

Tabla D-2. Datos obtenidos en el Tanque de Mezcla '4' para un volumen fijo de 5,5 litros.

| TIEMPO (s) | FLUJO (l/s) |
|--------------|---------------|
| 2,13 | 2,58 |
| 2,18 | 2,52 |
| 2,22 | 2,48 |
| 2,26 | 2,43 |
| 2,29 | 2,40 |
| 2,10 | 2,62 |
| 2,20 | 2,50 |
| 2,26 | 2,43 |
| 2,34 | 2,35 |
| 2,22 | 2,48 |
| 2,18 | 2,52 |
| 2,20 | 2,50 |
| 2,22 | 2,48 |
| 2,08 | 2,64 |
| 2,13 | 2,58 |
| 2,10 | 2,62 |
| 2,25 | 2,44 |
| 2,31 | 2,38 |
| 2,15 | 2,56 |
| 2,35 | 2,34 |

$$\bar{X} = 2,492 \quad l/s$$

$$\sigma_{n-1} = 0,089 \quad l/s$$

$$\sigma_n = 0,087 \quad l/s$$

Cuando se tomaron estos datos el único equipo que se encontraba en funcionamiento era el intercambiador de la zona de recepción, consumiendo agua helada simultáneamente, lo que altera el flujo calculado de la línea de suministro 'B' en los tanques de mezcla 'A' y '4' mediante las tablas D-1 y D-2.

Entonces, si los tanques de mezcla 'A' y '4' están alimentados por una tubería en paralelo con el intercambiador de la zona de recepción, y tienen los mismos diámetros. Por lo tanto, se asume que el tanque de mezcla '4' hace las veces del intercambiador de la zona de recepción y el consumo de este tanque se suma al flujo del tanque de mezcla 'A' para obtener un flujo total en la línea de suministro 'B' alrededor de 5,194 l/s.

Anexo E

Tabla E-1. Unidades y Factores de Conversión.

| | |
|--------------------|--|
| LONGITUD | $1 \text{ ft} = 12 \text{ in} = 0,3048 \text{ m}$ |
| MASA | $1 \text{ lb} = 16 \text{ oz} = 0,4536 \text{ kg}$ |
| VOLUMEN | $1 \text{ ft}^3 = 7,48 \text{ gal US} = 0,028317 \text{ m}^3$ $1 \text{ gal US} = 3,785 \text{ l}$ |
| FUERZA | $1 \text{ lb} = 4,45 \text{ N}$ |
| PRESIÓN | $1 \text{ atm} = 101.325 \text{ Pa} = 14,7 \text{ lb/in}^2$ |
| TEMPERATURA | $K = ^\circ\text{C} + 273$ $^\circ\text{F} = (9/5) ^\circ\text{C} + 32$ $R = 460 + ^\circ\text{F}$ |
| ENERGÍA | $1 \text{ Btu} = 1055 \text{ J} = 252 \text{ cal}$ $1 \text{ Btu} = 778 \text{ ft lb}$ |

Tabla E-1. (Continuación).

| | |
|--|---|
| POTENCIA | $1 \text{ hp} = 2545 \text{ Btu/h} = 745,7 \text{ W}$ |
| FLUJO DE CALOR | $1 \text{ tonelada de refrigeración} = 12.000 \text{ Btu/h}$ $1 \text{ t.r.} = 4,72 \text{ hp} = 3,52 \text{ kW}$ |
| CALOR ESPECÍFICO | $1 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F} = 1 \text{ cal/g } ^\circ\text{C}$ |
| COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR | $1 \text{ Btu/ft}^2 \text{ h } ^\circ\text{F} = 5,6782 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ |
| FLUJO VOLUMÉTRICO | $1 \text{ ft}^3/\text{min} (1 \text{ cfm}) = 1,70 \text{ m}^3/\text{h}$ $1 \text{ gal/min} (1 \text{ gpm}) = 0,227 \text{ m}^3/\text{h}$ |