



UNIVERSIDAD DE CARABOBO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA QUÍMICA  
TRABAJO ESPECIAL DE GRADO



**PROPUESTA DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PARA LA TORRE DE  
DESTILACIÓN POR CARGA DEL LABORATORIO DE CONTROL DE  
PROCESOS**

Tutor académico:

Prof. Viky C. Mujica F.

Autores:

Alberto Alvarado C.I: 17016224

Isamar Torrez C.I: 17813253

Valencia, 28 de junio de 2012

## RESUMEN

Este trabajo de investigación plantea el diseño de un sistema de enfriamiento que cubra la demanda requerida por la torre de destilación del Laboratorio de Control de Procesos Químicos. En función de este objetivo se analizan las necesidades de dicha torre, se determinan las condiciones de operación del ciclo para así, dimensionar los equipos que conforman el sistema. Luego se verifican las condiciones de trabajo usando el software de simulación Duprex 3.2, se propone una experiencia práctica para el Laboratorio de Control de Procesos Químicos y se evalúan los costos asociados a la implementación del sistema de enfriamiento.

La investigación se rige principalmente por las leyes de la termodinámica y el estudio del ciclo termodinámico de refrigeración por compresión de vapor. A su vez los fenómenos de transferencia de calor juegan un papel muy importante en el desarrollo del presente trabajo, ya que, además de considerar algunos de los mecanismos de transferencia, se evalúa el intercambio térmico en flujo bifásico para la condensación y evaporación del refrigerante.

El desarrollo experimental se lleva a cabo en la torre de destilación por carga que se encuentra en el Laboratorio de Control de Procesos Químicos de la Universidad de Carabobo, ubicado dentro del Laboratorio de Ingeniería Química. Allí, se estudiaron las necesidades de dicha torre y se tomaron los datos referentes a su demanda energética; a partir de ellos se obtuvo la capacidad calorífica del sistema de refrigeración y se diseñaron los equipos pertinentes para un ciclo de refrigeración por compresión de vapor ideal. Durante la simulación se consideraron los fenómenos de subenfriamiento y sobrecalentamiento del refrigerante, para la validación real del ciclo.

Entre los resultados más relevantes se tiene que el refrigerante seleccionado es el R-134a. El evaporador es un serpentín sumergido con una longitud efectiva de tubería de 2,65 m y una capacidad frigorífica de 938,09 W. Mientras que el condensador expulsa 1100,73 W de energía térmica. El costo asociado al diseño del sistema de enfriamiento es de Bs 10966,62.

Se recomienda la puesta en marcha de este sistema de enfriamiento y sustituir de manera inmediata el sistema actual de la torre de destilación del Laboratorio de Control de Procesos Químicos, a fin de ofrecer una experiencia práctica que relacione la termodinámica con el control de procesos químicos.

## **AGRADECIMIENTOS**

A Dios Todopoderoso, por estar presente durante todo este recorrido, dándome el apoyo y la fuerza para seguir adelante en los días más difíciles.

A mi madre por ser siempre la persona que estuvo ahí para apoyarme aunque el momento fuese el más difícil, por ser un ejemplo de perseverancia y humildad, por todo ese amor que me ha dado, por la paciencia que ha tenido durante todo este tiempo.

A mi hermana, por ser mi mayor respaldo, por su apoyo incondicional a lo largo de la carrera, porque siempre me acompañó en los momentos buenos y en los malos, por ser para mí una fuente de motivación y un ejemplo a seguir.

A mi familia y amigos que durante este tiempo siempre pude encontrar un apoyo o una palabra de aliento, por los buenos momentos que me brindaron.

A la Universidad de Carabobo, por ser mí casa de estudio durante todo este tiempo.

Al Laboratorio de Control de Procesos Químicos, por prestar sus espacios para la realización de mi trabajo de investigación.

A todos los que me apoyaron y alentaron gracias...

“Madre, Hermana, gracias con su apoyo pude lograrlo”

Alberto Alvarado.

## **AGRADECIMIENTOS**

En primer lugar, a Dios por permitirme cumplir con este logro propuesto.

A mi padre, Indemaro, por siempre estar a mi lado, por su apoyo incondicional y porque nunca dejó de creer en mí.

A mis madres, Isabel y Claudia, por su total apoyo en todos los aspectos de mi vida personal y académica.

A mis hermanas, Irina e Isairi, por su compañía incondicional, por hacerme reír y regalarme así, un motivo para continuar y seguir adelante.

A mis amigas, Rosa y Marbella, por estar a mi lado cuando las necesite y cuando no también.

A mis amigos, Alberto Ávila y Francisco, por su apoyo total y por la capacidad que tienen de hacerme reír.

A Deisy y César, por ser esa voz que siempre me animo a seguir adelante.

A nuestra tutora, Prof. Viky, por su total ayuda y apoyo en todo este tiempo que compartimos.

A mi casa de estudio, la Universidad de Carabobo y a los profesores de la Facultad de Ingeniería que formaron parte de mi crecimiento académico.

A mi compañero de tesis, Alberto, por compartir conmigo este logro.

A todos gracias.

Isamar Torrez

## **DEDICATORIA**

A Dios Todopoderoso, por darme fuerza para continuar durante toda la carrera, por acompañarme y enseñarme que siempre existe grata recompensa para todo lo que se realiza con constancia y perseverancia

A mi madre que siempre estuvo ahí para apoyarme y darme una palabra de aliento, por su amor y su paciencia durante todo este tiempo, a mi hermana que fue mi compañera, mi fuerza en los momentos en los que más la necesite, por ser mi respaldo todo el tiempo de carrera, de verdad este logro alcanzado se lo debo a ustedes y es de ustedes dos.

A esas personas que aunque no estén físicamente acompañándome se que siempre estuvieron ahí para cuidarme.

A mi familia, a mis amigos porque de alguna forma siempre estuvieron ahí cuando los necesite.

Alberto Alvarado

## **DEDICATORIA**

A las mujeres de mi vida:

Mi mami, Isabel, porque esta es mi manera de agradecerte todo lo que me diste y sé que donde te encuentres me estás viendo.

Mi Mamá, Isabel, porque mujer con más aguante en esta vida no conozco, grande mami, eres grande.

Mi hermana, mi cómplice, mi amiga, Irina, por ser la alegría de mi corazón, mi vida sin ti no sería la misma.

Mi chiquita, mi hermanita, mi artista, Isairi, porque siempre serás la luz de mi ojos y el motivo de mis sonrisas.

Mi Tía, Claudia, porque siempre será mi ejemplo superación, autosuficiencia y crecimiento.

Dedicado a ustedes mujeres...

Isamar Torrez

## ÍNDICE GENERAL

|   | Página |
|---|--------|
| Introducción .....  | 1      |
| CAPITULO I Planteamiento del problema.....                        | 3      |
| 1.1 Descripción del problema.....                                 | 6      |
| 1.2 Formulación del problema.....                                 | 6      |
| 1.3 Objetivos.....  | 7      |
| 1.4 Justificación.....  | 7      |
| 1.5 Limitaciones.....   | 8      |
| CAPITULO II. Marco teórico referencial.....                       | 9      |
| 2.1 Antecedentes de la investigación.....                         | 9      |
| 2.2 Fundamentos teóricos.....                                     | 13     |
| 2.2.1 Transferencia de calor.....                                 | 13     |
| 2.2.2 Ciclos termodinámicos.....                                  | 15     |
| 2.2.3 Componentes del ciclo de refrigeración.....                 | 19     |
| 2.2.4 Refrigerantes.....  | 24     |
| 2.2.5 Fenómeno de condensación.....                               | 25     |
| 2.2.6 Fenómeno de vaporización.....                               | 28     |
| 2.2.7 Simuladores de procesos.....                                | 36     |
| CAPITULO III. Marco metodológico.....                             | 38     |
| CAPITULO IV. Análisis de resultados.....                          | 71     |
| Conclusiones y Recomendaciones.....                               | 127    |
| APÉNDICE A. Modelos de cálculo.....                               | 129    |
| APÉNDICE B. Tablas de datos y resultados.....                     | 161    |
| APÉNDICE C. Manual de operación del simulador.....                | 166    |
| APÉNDICE D. Tablas y graficas bibliográficas.....                 | 171    |
| APÉNDICE E. Diagrama eléctrico.....                               | 177    |
| APÉNDICE F. Dimensiones del sistema de enfriamiento diseñado..... | 179    |
| Referencias bibliográficas .....                                  | 194    |

## ÍNDICE DE TABLAS

|           | Página   |
|-----------|--|
| Tabla 3.1 | Temperaturas en la estabilización de la torre de destilación operando con la mezcla binaria etanol-agua..... 39              |
| Tabla 3.2 | Determinación del caudal del agua de enfriamiento que opera la torre de destilación..... 40                                  |
| Tabla 3.3 | Temperaturas a la entrada y salida de cada equipo del sistema de enfriamiento durante el proceso de destilación..... 40      |
| Tabla 3.4 | Diferencia de temperaturas entre la temperatura de ebullición y el medio según el tipo de evaporador a diseñar..... 48       |
| Tabla 3.5 | Porcentaje de importancia de los criterios relevantes para la matriz de selección..... 50                                    |
| Tabla 3.6 | Matriz de criterios relevantes para la selección del material aislante de la piscina de agua de enfriamiento..... 50         |
| Tabla 3.7 | Equipos que conforman el sistema de enfriamiento..... 68   |
| Tabla 3.8 | Equipos y accesorios que conforman el sistema eléctrico..... 69  |
| Tabla 3.9 | Costo global asociado al diseño del sistema de enfriamiento..... 69  |
| Tabla 4.1 | Propiedades de la mezcla binaria etanol-agua alimentada al calderín para realizar la destilación..... 71                     |
| Tabla 4.2 | Comparación de las temperaturas de estabilización en la torre de destilación..... 72   |
| Tabla 4.3 | Comparación de los tiempos de destilación, volúmenes e índice de refracción del destilado..... 73                            |
| Tabla 4.4 | Temperaturas a la entrada y salida de cada equipo del sistema de enfriamiento al finalizar el proceso de destilación..... 74 |
| Tabla 4.5 | Especificación técnica del dispositivo de expansión..... 78  |
| Tabla 4.6 | Demanda térmica de la torre de destilación..... 79   |
| Tabla 4.7 | Especificaciones de las temperaturas en el condensador y evaporador..... 80  |
| Tabla 4.8 | Propiedades termodinámicas del refrigerante R-134 <sup>a</sup> en cada punto del ciclo..... 83                               |

|            |   |     |
|------------|---|-----|
| Tabla 4.9  | Porcentaje de importancia de los criterios relevantes para la matriz de selección.....                            | 84  |
| Tabla 4.10 | Matriz de criterios relevantes para la selección del material aislante de la piscina de agua de enfriamiento..... | 84  |
| Tabla 4.11 | Dimensiones del tanque de la unidad de enfriamiento.....  | 85  |
| Tabla 4.12 | Ganancia térmica en el tanque de la unidad de enfriamiento.....   | 86  |
| Tabla 4.13 | Cargas de enfriamiento en el evaporador.....  | 87  |
| Tabla 4.14 | Carga térmica en el condensador y flujo másico del refrigerante..   | 87  |
| Tabla 4.15 | Especificaciones del compresor.....   | 88  |
| Tabla 4.16 | Especificaciones de fábrica del compresor.....  | 89  |
| Tabla 4.17 | Fracción de vapor del refrigerante durante el proceso de evaporación.....   | 90  |
| Tabla 4.18 | Velocidades másicas de los regímenes de flujos del refrigerante en el evaporador.....                             | 92  |
| Tabla 4.19 | Coeficientes de transferencia de calor durante el proceso de evaporación.....                                     | 96  |
| Tabla 4.20 | Coeficiente de transferencia de calor convectivo durante el proceso de evaporación.....                           | 97  |
| Tabla 4.21 | Características de diseño del evaporador.....   | 99  |
| Tabla 4.22 | Requerimientos del sistema.....   | 99  |
| Tabla 4.23 | Especificaciones de fábrica de la válvula solenoides.....   | 101 |
| Tabla 4.24 | Coeficientes de transferencia de calor convectivos en el condensador.....   | 102 |
| Tabla 4.25 | Valores típicos de los coeficientes de transferencia de calor por convección.....                                 | 103 |
| Tabla 4.26 | Distribución de los regímenes de flujo en el proceso de condensación .....  | 104 |
| Tabla 4.27 | Longitud de tubo requerida en el condensador.....   | 104 |
| Tabla 4.28 | Dimensiones de las tuberías del ciclo de refrigeración.....   | 104 |
| Tabla 4.29 | Valores teóricos de las variables principales del ciclo de refrigeración.....                                     | 106 |

|            |   |     |
|------------|---|-----|
| Tabla 4.30 | Valores estandarizados para el ciclo de refrigeración.....                              | 106 |
| Tabla 4.31 | Valores y parámetros para la simulación.....  | 107 |
| Tabla 4.32 | Especificaciones y condiciones de operación del ciclo de refrigeración.....             | 111 |
| Tabla 4.33 | Equipos que conforman el sistema de enfriamiento.....                                   | 115 |
| Tabla 4.34 | Accesorios que conforman el sistema de enfriamiento.....                                | 116 |
| Tabla 4.35 | Equipos y accesorios de forman parte del sistema eléctrico.....                         | 116 |
| Tabla 4.36 | Costo global asociado al diseño del sistema de enfriamiento.....                        | 117 |
| Tabla A.1  | Carga térmica aportada por los equipos de la torre al agua de enfriamiento.....         | 130 |
| Tabla A.2  | Condiciones del refrigerante en el punto 1.....   | 131 |
| Tabla A.3  | Condiciones del refrigerante en el punto 2.....   | 131 |
| Tabla A.4  | Condiciones del refrigerante en el punto 3.....   | 131 |
| Tabla A.5  | Condiciones del refrigerante en el punto 4.....   | 132 |
| Tabla A.7  | Ganancia térmica por las paredes del tanque de almacenaje del agua de enfriamiento..... | 136 |
| Tabla A.8  | Parámetros para el diseño del evaporador.....   | 140 |
| Tabla A.9  | Parámetros geométricos adimensionales relacionados con el flujo estratificado.....      | 143 |
| Tabla A.10 | Propiedades del agua a la temperatura de película.....                                  | 147 |
| Tabla A.11 | Parámetros que intervienen en el cálculo del flujo de calor.....                        | 147 |
| Tabla A.12 | Parámetros para determinar el número de Prandtl.....                                    | 149 |
| Tabla A.13 | Parámetros de diseño del condensador.....   | 150 |
| Tabla A.14 | Propiedades a la temperatura de película del aire.....                                  | 151 |
| Tabla A.15 | Parámetros para determinar el coeficiente convectivo.....                               | 156 |
| Tabla A.16 | Coeficiente convectivo interno de transferencia de calor.....                           | 157 |
| Tabla A.17 | Resultados y parámetros finales para el flujo bifásico.....                             | 157 |
| Tabla B.1  | Temperaturas de las cargas térmicas de la torre.....                                    | 159 |
| Tabla B.2  | Caudal de agua de enfriamiento.....   | 160 |
| Tabla B.3  | Flujo de calor en la bomba.....   | 161 |
| Tabla B.4  | Flujo de calor en el enfriador.....   | 162 |

|           |  |     |
|-----------|--|-----|
| Tabla B.5 | Flujo de calor en el condensador.....  | 163 |
| Tabla D.1 | Propiedades termodinámicas de R134a de la guía de colección de tablas y graficas de tecnología frigoríficas.....       | 169 |
| Tabla D.2 | Catálogo de selección de válvulas de expansión Sporlan 201 para refrigerante R-134a.....                               | 171 |
| Tabla D.3 | Dimensiones normalizadas en tuberías comerciales de cobre para refrigerantes.....                                      | 173 |
| Tabla D.4 | Factores de correcciones correspondientes a la temperatura y presión para la selección de la válvula de expansión..... | 174 |

## ÍNDICE DE FIGURAS

|  | Página |
|--|--------|
| Figura 1.1 Representación gráfica de los componentes de un sistema de refrigeración.....   | 5      |
| Figura 2.1 Esquema del ciclo de refrigeración de Carnot y el diagrama T-s.....   | 16     |
| Figura 2.2 Diagrama T-s del ciclo de refrigeración ideal por compresión de vapor   | 17     |
| Figura 2.3 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.....   | 17     |
| Figura 2.4 Clasificación de los evaporadores según su aplicación.....  | 20     |
| Figura 2.5 Clasificación de los compresores.....   | 21     |
| Figura 2.6 Unidad condensadora enfriada por aire.....  | 22     |
| Figura 2.7 Esquema de un condensador evaporativo.....  | 22     |
| Figura 2.8 Válvula de expansión termostática.....  | 23     |
| Figura 2.9 Funcionamiento de una válvula de expansión termostática.....  | 24     |
| Figura 2.10 Regímenes de flujo para condensación en tubos horizontales.....  | 26     |
| Figura 2.11 Regímenes de flujo para evaporación en tubo horizontal.....  | 30     |
| Figura 2.12 Mapa de patrón de flujo que ilustra los límites de transición de régimen de flujo utilizando el modelo Kattan, Thome-Favrat..... | 31     |
| Figura 2.13 Parámetros geométricos para flujo bifásico en tubos circulares.....  | 32     |
| Figura 2.14 Geometrías representativas de los regímenes característicos del flujo bifásico.....  | 33     |
| Figura 2.15 Comportamiento cualitativo del coeficiente convectivo de durante la evaporación.....   | 35     |
| Figura 3.1 Cilindro hueco con condiciones convectivas en la superficie.....  | 57     |
| Figura 3.2 Zonas en las que se divide el proceso de condensación.....  | 61     |
| Figura 3.3 Esquema de un corte transversal de la tubería aleteada.....   | 64     |
| Figura 4.1 Corte transversal y esquema de funcionamiento de un evaporador de inmersión.....  | 76     |
| Figura 4.2 Unidad condensadora enfriada por aire.....  | 77     |
| Figura 4.3 Válvula de expansión.....   | 77     |
| Figura 4.4 Gráfica P – h del refrigerante R134a.....   | 81     |
| Figura 4.5 Esquema del tanque de la unidad de enfriamiento.....  | 86     |

|             |   |     |
|-------------|---|-----|
| Figura 4.6  | Evolución de la fracción de vapor del refrigerante a lo largo del proceso de evaporación.....                                 | 91  |
| Figura 4.7  | Velocidad másica del refrigerante en régimen de flujo burbujeante.....  | 93  |
| Figura 4.8  | Velocidad másica del refrigerante en régimen de flujo neblina.....  | 93  |
| Figura 4.9  | Velocidad másica del refrigerante en régimen de flujo ondulado.....   | 94  |
| Figura 4.10 | Velocidad másica del refrigerante en régimen de flujo estratificado.....  | 94  |
| Figura 4.11 | Mapa de regímenes de flujo del refrigerante en el evaporador.....   | 95  |
| Figura 4.12 | Comportamiento del coeficiente de calor durante el proceso de evaporación del refrigerante.....                               | 98  |
| Figura 4.13 | Válvula solenoides modelo EV220B.....   | 100 |
| Figura 4.14 | Diagrama T-s del ciclo de refrigeración ideal por compresión de vapor   | 101 |
| Figura 4.15 | Evaluación del ciclo por compresión de vapor en el simulador Duprex 3.2 .....   | 108 |
| Figura 4.16 | Propiedades del refrigerante en el ciclo de refrigeración.....  | 109 |
| Figura 4.17 | Dimensionamiento de la tubería de gas aspirado.....   | 109 |
| Figura 4.18 | Dimensionamiento de la tubería de líquido.....  | 110 |
| Figura 4.19 | Dimensionamiento de la tubería de gas a presión.....  | 110 |
| Figura 4.20 | Vista lateral y superior de la unidad condensadora seleccionada.....  | 113 |
| Figura 4.21 | Sistema de enfriamiento para la torre de destilación del Laboratorio de Control de Procesos Químicos.....                     | 114 |
| Figura 4.22 | Vista de perfil del sistema de enfriamiento para la torre de destilación del Laboratorio de Control de Procesos Químicos..... | 114 |
| Figura A.1  | Diagrama de distribución de temperaturas.....   | 153 |
| Figura D.1  | Pérdidas de carga para tubería de líquido para refrigeración.....   | 170 |
| Figura D.2  | Línea de líquido para el R-134a.....  | 172 |
| Figura D.3  | Línea de aspiración para el R-134a.....   | 172 |
| Figura D.4  | Línea de descarga para el R-134a.....   | 173 |
| Figura E.1  | Diagrama eléctrico del sistema de enfriamiento.....   | 175 |
| Figura F.1  | Vista de frente del sistema de enfriamiento.....  | 177 |
| Figura F.2  | Vista de perfil del sistema de enfriamiento.....  | 178 |
| Figura F.3  | Vista de planta del sistema de enfriamiento.....  | 178 |

## INTRODUCCIÓN

Este trabajo de investigación propone un diseño para un sistema de enfriamiento de agua en la torre de destilación por carga del Laboratorio de Control de Procesos Químicos, mediante un ciclo de refrigeración. El ciclo de refrigeración de uso más frecuente es el ciclo por compresión de vapor en el que se vaporiza y condensa el refrigerante alternativamente y se comprime en la fase de vapor. Para el desarrollo de esta investigación es prioridad conocer las condiciones de operación de la torre de destilación y determinar las necesidades energéticas que ésta demanda para conocer la carga térmica que debe manejar el evaporador en el sistema de refrigeración.

La selección del refrigerante se realizó evaluando sus propiedades termodinámicas, que deben satisfacer las necesidades caloríficas del sistema. También se tomó en cuenta su estabilidad química, los códigos de seguridad, costo, disponibilidad, eficiencia. En el sistema de refrigeración por compresión de vapor simple existen cuatro partes esenciales: evaporador, compresor, condensador y el dispositivo de control. Cada uno de ellos se dimensiona partiendo del calor que necesita extraer el evaporador, el flujo másico del refrigerante y con los estados termodinámicos del refrigerante en cada punto del ciclo.

Para cumplir con los objetivos planteados se puso en marcha de la torre de destilación y determinar las condiciones de operación, así como también la medición de temperaturas en la torre y en los equipos como la bomba centrífuga y los enfriadores. Se determinan las cargas térmicas del evaporador para tener la capacidad calorífica del sistema que, junto con las condiciones termodinámicas del fluido y usando la primera Ley de la Termodinámica se logra trazar el ciclo de compresión y sus condiciones de operación.

El trabajo consta de cuatro capítulos distribuidos de la siguiente manera: el capítulo I muestra la descripción del problema donde se plantea la problemática existente que es objeto de estudio, se formulan los objetivos, y se justifica la investigación. En el capítulo II se presentan los antecedentes y los fundamentos teóricos que son bases necesarias para la compresión del trabajo. Las etapas metodológicas para el desarrollo y cumplimiento de los objetivos se presentan en el capítulo III, mientras que los resultados obtenidos se encuentran reportados en el

capítulo IV. Finalmente se presentan las conclusiones y recomendaciones más relevantes.

Esta investigación es de gran importancia, ya que permite disponer de un diseño para el sistema de refrigeración de la torre del laboratorio de Control de Procesos Químicos que permita, en un futuro, su puesta en marcha y llevar a cabo otros estudios que ayuden a mejorarla. Al diseñar el sistema de refrigeración y proponer una experiencia práctica se profundizan y refuerzan conocimientos adquiridos en transferencia de calor y masa, termodinámica, procesos de rectificación, ciclos de refrigeración, simuladores de procesos, y en sistema de control de procesos químicos.

## **CAPÍTULO I**

### **I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.**

*En esta sección se plantea la problemática existente que es objeto de estudio, la situación actual y la que se desea, también se formulan los objetivos, general y específicos, a cumplir. Finalmente se justifica la investigación y se plasman las limitaciones que podrían presentarse que impidan cumplir con los objetivos planteados.*

#### **1.1 Descripción del problema.**

En la Escuela de Ingeniería Química, como parte de la formación académica del estudiante, cuenta con laboratorios donde se complementa el aprendizaje teórico. Entre ellos se encuentra el Laboratorio de Ingeniería Química donde se efectúan prácticas relacionadas con Operaciones Unitarias, Fenómenos de Transporte I y II. En estas instalaciones se encuentra el Laboratorio de Control de Procesos, donde se realiza la parte experimental de lo impartido en la cátedra de Control de Procesos Químicos, como, construcción e interpretación de diagramas de tuberías e instrumentación de equipos e identificación sistemas de control en lazo abierto y cerrado, que incluyen sensores, transmisores y traductores.

El Laboratorio de Control de Procesos Químicos, sólo cuenta con una torre de destilación por carga propia para hacer la evaluación y análisis de los sistemas y lazos de control de un proceso. Sin embargo, no está operativa, es por ello que para cubrir esta práctica, se analizan de los lazos de control de los equipos pertenecientes al Laboratorio de Ingeniería Química que tienen sistemas de control automatizados.

La torre de destilación es de acero inoxidable y el relleno son esferas de vidrio, posee un calderín, un condensador total que permite el cambio de fase de vapor a líquido del destilado, un enfriador y un conjunto de accesorios y sistemas de conexión. El condensador y el enfriador utilizan agua como medio refrigerante, que debe ser enfriada usando un sistema de refrigeración que permita la transferencia de calor para

disminuir la temperatura del fluido y lograr que el sistema completo funcione efectivamente.

Uno de los problemas que presenta la torre de destilación por carga del Laboratorio de Control de Procesos Químicos radica en lo rudimentario del sistema de refrigeración que tiene instalado, ya que no enfría el agua. Está formado por un aerorefrigerante, un ventilador, una bomba y su respectivo tanque de almacenamiento. Dicho sistema no permite que la torre sea utilizable para fines didácticos e investigativos dentro del laboratorio. Bajo esta problemática se quiere diseñar un sistema de refrigeración que se adecue a las necesidades de enfriamiento en dicha torre, con la finalidad que sea usada en el laboratorio con fines académicos.

La refrigeración es un proceso que consiste en retirar energía térmica de un lugar donde no se desea que exista y transferirlo a un lugar donde su existencia no tiene importancia. Existen diversos procedimientos que permiten realizar este proceso; ya sea de naturaleza química, física y también existen los sistemas basados en el cambio de fase de una sustancia, que pueden ser por fusión, sublimación, condensación o vaporización.

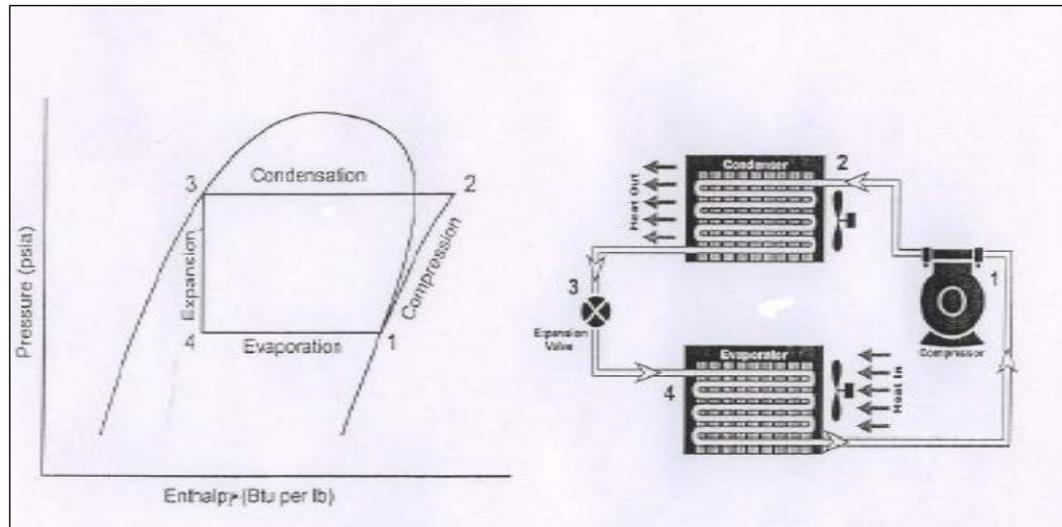
Dentro de esta última se pueden distinguir dos casos: de circuito abierto, donde un fluido capta el calor de la carga a enfriar y se vaporiza, una vez que ha modificado su estado, éste no se recupera. El otro se trata de circuito cerrado, donde el fluido se recupera con vistas a ser utilizado en un proceso cíclico. Los sistemas de refrigeración trabajan bajo esta última clasificación, que a su vez se sub-clasifican según el ciclo por el que operan, que puede ser de adsorción, absorción, compresión o eyección.

El ciclo a utilizar para el diseño es el de compresión de vapor, en donde el fluido refrigerante sufre distintos cambios de fase a lo largo del circuito. Está compuesto por un dispositivo de expansión, un compresor, un evaporador y un condensador, los cuales se pretenden diseñar al igual que el sistema de tuberías de conexión.

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor, se basa en forzar de manera mecánica la circulación del fluido en un sistema cerrado para crear zonas de alta y baja presión, con la meta que el fluido absorba calor en un lugar donde no se requiere y lo disipe en otro. El compresor se utiliza para la circulación del fluido refrigerante y para facilitar su absorción de calor; aspira el refrigerante a baja presión y temperatura y lo

mueve comprimiéndolo hacia una zona donde es un gas a alta presión y temperatura. En el condensador, se retira calor del refrigerante se disipa al ambiente; el refrigerante se licua y sigue a alta presión. De ahí, pasa a través del dispositivo regulador de presión (válvula de expansión o tubo capilar), que separa las zonas de alta y baja presión mediante una reducción de la sección de paso. Al disminuir la presión, la temperatura de saturación del refrigerante baja, permitiendo que absorba calor. En la zona de baja presión, el refrigerante llega al evaporador donde absorbe el calor del espacio o fluido a refrigerar y se evapora, pasando otra vez al compresor, cerrando el ciclo.

A continuación se presenta un esquema del equipo a diseñar.



Fuente: Fernández Diez. Refrigeración y Calefacción

**Figura 1.1. Representación gráfica de los componentes de un sistema de refrigeración**

Esta investigación plantea analizar las necesidades que presenta la torre de destilación actualmente, y diseñar un sistema de refrigeración por compresión que cubra la demanda requerida por la torre. Adicionalmente, se propone el diseño de una experiencia práctica para el Laboratorio de Control de Procesos Químicos, que incluya el estudio de los sistemas de control y las posibles variables que puedan ser manipuladas, las cuales permiten observar las perturbaciones que éstas ocasionan en

la torre de destilación junto al sistema de refrigeración, a fin de complementar la parte académica de este laboratorio.

## **1.2. Formulación del problema.**

El Laboratorio de Control de Procesos Químicos de la Universidad de Carabobo cuenta en la actualidad con una torre de destilación por carga, que aun cuando se encuentra operativa, pero no cuenta con un sistema de enfriamiento propio para su correcto funcionamiento, impidiendo a los estudiantes de esta cátedra efectuar alguna experiencia donde empleen los conocimientos adquiridos. Tomando en cuenta esta situación, se plantea el diseño de un sistema de enfriamiento, que permita tener al equipo en completa disposición para la ejecución y evaluación de experiencias prácticas en dicho laboratorio.

### **1.2.1. Situación actual.**

El Laboratorio de Control de Procesos Químicos de la Universidad de Carabobo, ubicado dentro del Laboratorio de Ingeniería Química, cuenta con un equipo de destilación por carga, cuyo uso está limitado al no poseer un sistema de enfriamiento que cubra la demanda requerida. El carecer de un sistema de refrigeración correcto en este equipo, limita a la cátedra en la planificación de las experiencias evaluativas en el laboratorio, ya que no puede ser incluida en ninguna de éstas.

### **1.2.2. Situación deseada.**

Disponer del diseño de un sistema de refrigeración que permita el buen desempeño de la torre de destilación por carga, con la finalidad de ponerla en marcha en un futuro, incluyendo la propuesta de una práctica que pueda ser utilizada con fines didácticos en la cátedra del Laboratorio de Control de Procesos Químicos. Lo anterior afianzaría en los estudiantes los conocimientos adquiridos en la teoría, y permitiría que se pueda

tener un mejor desempeño en el campo de trabajo, ya que el control de procesos tiene gran relevancia a nivel industrial.

### **1.3. Objetivos.**

#### **1.3.1. Objetivo general.**

Proponer un sistema de enfriamiento para la torre de destilación del Laboratorio de Control de Procesos Químicos mediante un ciclo de refrigeración por compresión.

#### **1.3.2. Objetivos específicos.**

1. Identificar las condiciones de operación de la torre de destilación ubicada en el Laboratorio de Control de Procesos Químicos.
2. Seleccionar desde el punto de vista técnico los equipos del ciclo de compresión a utilizar para el sistema de enfriamiento de la torre de destilación.
3. Determinar las condiciones de operación del ciclo de refrigeración en el sistema de enfriamiento que cumplan con la demanda requerida por la torre de destilación.
4. Diseñar los equipos que conforman el sistema de enfriamiento.
5. Verificar las condiciones de operación del ciclo de refrigeración planteado utilizando como herramienta un software de simulación.
6. Determinar los costos asociados al diseño del sistema de enfriamiento.
7. Proponer una experiencia práctica con fines didácticos en la cátedra de Control de Procesos Químicos.

### **1.4. Justificación.**

Esta investigación es de gran relevancia, ya que permite disponer de un diseño para el sistema de refrigeración de la torre de destilación que, aunque no se propone hacer la puesta en marcha para este trabajo, sí podrá hacerse en una investigación futura, y de esta manera mejorar la operatividad de la torre. Así se cubre la necesidad de tener un equipo que se pueda incluir para nuevas prácticas en el laboratorio de Control de Procesos Químicos.

Al diseñar el sistema de refrigeración y proponer la práctica para incluirla en la planificación evaluativa de la cátedra del Laboratorio de Control de Procesos Químicos, se profundizará y reforzarán conocimientos en transferencia de calor y masa, termodinámica, procesos de rectificación, ciclos de refrigeración, simuladores de procesos, y en sistema de control de procesos químicos. Por otro lado, esta investigación permite que en un futuro pueda ser puesta en marcha y se realicen otros estudios que ayuden a mejorarla.

### **1.5. Limitaciones.**

El diseño del sistema de enfriamiento se ve limitado fundamentalmente en el estudio de la fenomenología del flujo bifásico que se presenta en el condensador y evaporador, ya que su desarrollo se basa en modelos de estimación por múltiples métodos iterativos. A su vez, se presentan otras limitaciones para llegar a la correcta y satisfactoria ejecución de la investigación, entre las que se pueden mencionar:

- El tiempo establecido para la culminación de la investigación se prolonga debido al diseño y especificaciones de los equipos, ya que se va trabajar bajo las necesidades que demande la torre de destilación.
- Escasa información en cuanto al diseño de enfriadores de agua y para el dimensionamiento general del resto de los equipos del ciclo.
- La disponibilidad de una variedad de software libre que se enfoquen directamente a los sistemas de refrigeración es poca, de tal manera que los costos para adquirir un software son asumidos por los autores.
- La disponibilidad del laboratorio en el que se imparten clases, por lo que el periodo para realizar las experiencias en la torre es ya que se deben realizar en horas donde no se encuentre ocupado; por lo tanto, esto afectaría el lapso para cumplir con algunas actividades.

## **CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO REFERENCIAL**

*A continuación se presentan los antecedentes utilizados al igual que los fundamentos teóricos que son algunas de las bases necesarias para la comprensión de muchos de los aspectos que se desarrollan en el presente Trabajo Especial de Grado.*

### **2.1. Antecedentes de la Investigación.**

Varela et al (2000), en la Escuela de Ingeniería Química de la Universidad de Carabobo, diseñaron un sistema de enfriamiento para un reactor de mezcla de una empresa productora resinas, a fin de enfriar las paredes del reactor desde temperaturas cercanas 150 °C hasta 40 °C, utilizando un aceite térmico (terminol). Para la simulación del proceso se elaboró un programa en Visual Basic bajo ambiente Excel 97. Se empleó el modelo de celdas (Gaddis y Schlünder, 1979) para el modelo del intercambiador de calor y dos controladores proporcionales para el control de la temperatura del aceite térmico y de la pared del reactor. Los resultados de la simulación indicaron que la temperatura de la pared del reactor se estabiliza en el valor deseado en un tiempo de 40 minutos, que es mucho menor que el tiempo empleado si permite que el tanque se enfríe por sí solo. De acuerdo a los resultados obtenidos a través de la simulación concluyeron que si este tiempo se empleara en producción, incidiría en un aumento del 6% de su capacidad de producción mensual, demostrando que la simulación es una herramienta de ayuda para el ingeniero, ya que le facilita realizar modificaciones a un proceso virtualmente sin tener que ir al campo de trabajo real.

Osío y Sierra (2003) simularon sistemas de control realimentado para la torre de destilación en operación por carga en el Laboratorio de Ingeniería Química, con la finalidad de sentar precedentes para su futura automatización. La investigación está enmarcada en el área de modelaje de sistemas y control de procesos, principalmente enfocada hacia el área de simulación. Dentro de ella se hace el estudio dinámico del sistema, y de los fenómenos de transferencia de calor y masa. La metodología empleada en el desarrollo de la investigación incluye la selección de las variables, el modelaje y la simulación de la torre de destilación del laboratorio de ingeniería química

en operación por carga. Luego se validó dicho modelo con los datos experimentales, para continuar con el modelaje y simulación de los sistemas de control para la torre. La última etapa presentó una comparación de los sistemas de control simulados, seleccionándose según criterios establecidos el más adecuado. Esta investigación permitió visualizar el comportamiento de la torre de platos del Laboratorio de Ingeniería Química bajo un control adaptativo realimentado, con la finalidad de mantener la composición de tope en un valor fijo. También se facilitó un simulador que permita estimar el comportamiento de esta torre, además de un gran avance en cuanto a la automatización de la torre, ya que no se posee ninguna información de la misma debido a la complejidad de los procesos discontinuos o por carga.

León y Pastrán (2003), presentaron el diseño y evaluación de un sistema de destilación azeotrópica de una mezcla etanol-agua con fines didácticos, en la Universidad de Carabobo. El objetivo de este trabajo fue instalar y colocar en funcionamiento un sistema de destilación azeotrópica para separar una mezcla binaria etanol-agua con fines didácticos en el Laboratorio de Ingeniería Química. El solvente extractor que seleccionaron fue n-pentano, ya que resultaba más ventajoso y cumplía con los requerimientos establecidos. El sistema desarrollado no solo logra separar componentes por encima de la composición azeotrópica, sino que además permite obtener un alcohol con un mayor valor agregado hasta con un 97% de pureza. A nivel académico el sistema instalado permite a los estudiantes aplicar y estudiar diversas operaciones unitarias simultáneamente: destilación azeotrópica, decantación y extracción líquido-líquido. También involucra el cálculo de múltiples balances de masa aplicado al proceso de separación y a la estimación de las etapas teóricas de equilibrio. Esta investigación estudia la factibilidad de implementación de una práctica en la cátedra Laboratorio de Ingeniería Química II de la Universidad de Carabobo; no obstante, no propone una evaluación de diferentes alternativas para la selección del sistema de destilación ni de la mezcla a destilar.

Para el año 2008 en el Laboratorio de Ingeniería Química de la Universidad de Carabobo, Mujica desarrolló e instaló un prototipo experimental de refrigeración por

compresión de vapor con fines didácticos. Ésta investigación incluye la evaluación del comportamiento del ciclo con su respectivo análisis termodinámico, determinando los parámetros característicos de este tipo de instalaciones, coeficiente de funcionamiento real y de Carnot, potencia requerida, capacidad frigorífica y la verificación de la primera y segunda ley de la termodinámica. Para el diseño utilizó los criterios básicos de ingeniería para la especificación de la temperatura de evaporación y condensación, seleccionó el tetrafluoroetano (R-134a) como fluido refrigerante, por ser económico y presentar propiedades termodinámicas apropiadas para la investigación. Así mismo el equipo que instaló posee una cámara frigorífica y los elementos básicos que forman parte de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, unidad de condensación (compresor-ventilador-condensador), una válvula de expansión termostática, un evaporador compacto con 32 tubos aleteados de cobre con ventilador, y un condensador compacto. En esta investigación se realizaron análisis termodinámicos del sistema instalado a diferentes temperaturas internas de la cava, que comprobaron el cumplimiento de la primera y segunda ley de la termodinámica; también se observó que el flujo másico de refrigerante disminuía a medida que lo hacía la temperatura de enfriamiento en la cava, donde concluyó que esto se debe a una mayor expansión en la válvula que impide el paso de una gran cantidad de refrigerante al evaporador; controlando de esta manera el proceso de refrigeración. Por último, el equipo instalado puede ser utilizado para realizar experiencias prácticas en las cátedras de Termodinámica para Ingenieros Químicos I y Laboratorio de Ingeniería Química II.

Torregrosa et al (2008) presentan una metodología para el análisis de un sistema de refrigeración rediseñado para un motor diesel. Este estudio fue realizado en la Universidad Tecnológica de Pereira, Colombia, y se basa en utilizar un programa computacional comercial (“software” de simulación termo hidráulica) para el sistema de refrigeración de un motor. Las características hidráulicas y térmicas de los componentes del sistema de refrigeración las obtuvieron a través de la información de los fabricantes y luego fueron introducidas al programa de simulación. Los resultados de la simulación y de las pruebas experimentales fueron comparados y revelaron una buena

correspondencia, demostrando que el modelo es adecuado para ser utilizado como herramienta de diseño.

En el año 2009, Antamba desarrolló el diseño y construcción de un sistema didáctico de refrigeración de propósito múltiple, que complementa a la asignatura Refrigeración y Aire Acondicionado, que es parte de la formación académica impartida en la carrera de Ingeniería Mecánica la Facultad de Ciencias de la Ingeniería de la Universidad Tecnológica América, Quito, Ecuador. En este estudio se desarrolló un sistema de refrigeración que abarca dos niveles de temperatura, con el fin de estudiar las variables modificables y los fenómenos presentes bajo estas condiciones. Adicionalmente, puede ser utilizado como compendio a la hora de necesitar propiedades estandarizadas de los diversos equipos que conforman un sistema de refrigeración.

Montenegro et al (2009) diseñaron e implementaron un sistema de refrigeración para equipos de laboratorio, en el programa de Ingeniería Física de la Universidad del Cauca, Popayán, Colombia. El diseño consistió de un sistema de refrigeración mediante recirculación de agua para un equipo de laboratorio (destilador), que está formado por un sistema auxiliar y uno principal; éstos se implementaron sobre un recipiente contenedor de agua con las características de un condensador evaporador, y los controladores de temperatura y de nivel lo implementaron en un dispositivo programable PIC18F452. Los valores de las temperaturas, fecha, hora y valores de nivel (renovación de fluido refrigerante) lo lograron leer directamente del dispositivo a través de una pantalla LCD. El instrumento que diseñaron es totalmente automático para las variables de llenado y vaciado del tanque, control de fugas, encendido y apagado de la recirculación de agua, control de temperatura del agua y del tubo, lo cual permite un ahorro del fluido refrigerante (agua) y tiempo de destilación.

Castro (2009), diseñó una práctica simulada de refrigeración en el laboratorio de operaciones unitarias de la Universidad de San Carlos de Guatemala, empleando el simulador CoolPack, con lo que continuó la enseñanza de los sistemas de refrigeración en dicho laboratorio. Se plantearon directamente los objetivos y metodología que se

aplicó en la práctica simulada. La utilización del simulador se debió a que es una herramienta didáctica de gran flexibilidad y moderniza la enseñanza. Los objetivos contemplan la comprensión de las características más importantes de la refrigeración, como COP, evaporación y condensación de gases refrigerantes, compresión y expansión de dichos gases, así como el efecto de las variables más relevantes. Utilizó una metodología en la cual el estudiante se familiariza con el modelo computarizado elaborando un documento de preparación que le permitió en esta etapa evaluar sus conocimientos. Los estudiantes que realizaron la práctica simulada reflejaron satisfactoriamente que la utilización del simulador CoolPack, los objetivos y la metodología empleada fueron los correctos, logrando la implementación de la práctica. Por último, relacionó la teoría, operación y aplicación de la refrigeración, como bases para una futura aplicación práctica experimental, por medio de un equipo físico.

## **2.2. Fundamentos teóricos.**

### **2.2.1. Transferencia de calor.**

Las leyes de la termodinámica indican que la energía se puede transferir mediante las interacciones de un sistema con su alrededor, denominando a estas interacciones como trabajo y calor. Una de sus leyes establece que la energía no puede ser creada ni destruida. Una definición más concreta acerca de la transferencia de calor la plantean Incropera y De Witt, (1999), quienes manifiestan que es la energía en tránsito debido a una diferencia de temperatura. Es decir, siempre que exista una diferencia de temperatura en un cuerpo o entre cuerpos va a ocurrir transferencia de calor. Este fenómeno se da mediante alguno de los siguientes mecanismos:

**Conducción:** es el método de transferencia de energía de una molécula a otra que tenga contacto entre ellas.

**Convección:** este modo de transferencia incluye dos mecanismos; el primero el movimiento molecular aleatorio y mediante el movimiento global o macroscópico de un fluido.

**Radiación:** es la energía emitida por la materia que se encuentra a una temperatura finita a través de ondas electromagnéticas.

La transferencia de calor es similar a hablar de producción de frío o de extracción de calor; existen diversos procedimientos que permiten su obtención, basados en el hecho que si entre dos cuerpos existe una diferencia de temperatura, la transmisión de calor de uno a otro se puede efectuar por conducción y radiación. Entre dichos procedimientos se tienen:

**Procedimientos químicos.-** Se basan en el uso de determinadas mezclas y disoluciones que absorben calor del medio que las rodea; se trata de procesos no continuos, de nulo interés y aplicación prácticos, sólo aptos para determinados trabajos de laboratorio.

**Procedimientos físicos.-** Se puede conseguir un descenso de temperatura mediante procesos físicos, como la expansión o compresión de un fluido. Entre los sistemas basados en el cambio de fase de una sustancia, en los que interviene el calor latente del cambio de fase y se puede hacer la siguiente subdivisión,

- Por fusión, donde la producción de frío, o sustracción de calor a la carga a refrigerar, se utiliza para pasar a una sustancia de fase sólida a líquida; está muy extendida la fusión del hielo, o de mezclas eutécticas, que al cambiar de fase captan calor del entorno.
- Por sublimación, el cambio se efectúa de sólido a gas mediante la adición de calor.
- Por vaporización, en donde se engloban todos los procesos en los que un líquido pasa a fase vapor al suministrársele una cierta cantidad de calor, pudiéndose distinguir dos casos: circuito abierto (vaporización directa), donde el fluido capta el calor de la carga a enfriar y una vez modificado su estado ya no se vuelve a utilizar, y por circuito cerrado, en que el fluido se recupera con vistas a ser utilizado en un proceso cíclico.

### **2.2.2. Ciclos termodinámicos.**

Un ciclo termodinámico se define como un sistema donde una serie de procesos termodinámicos durante los cuales el fluido de operación se somete a transformaciones que comprenden transiciones de energía, y retorna a sus condiciones iniciales después de haber realizado un trabajo sobre otros sistemas.

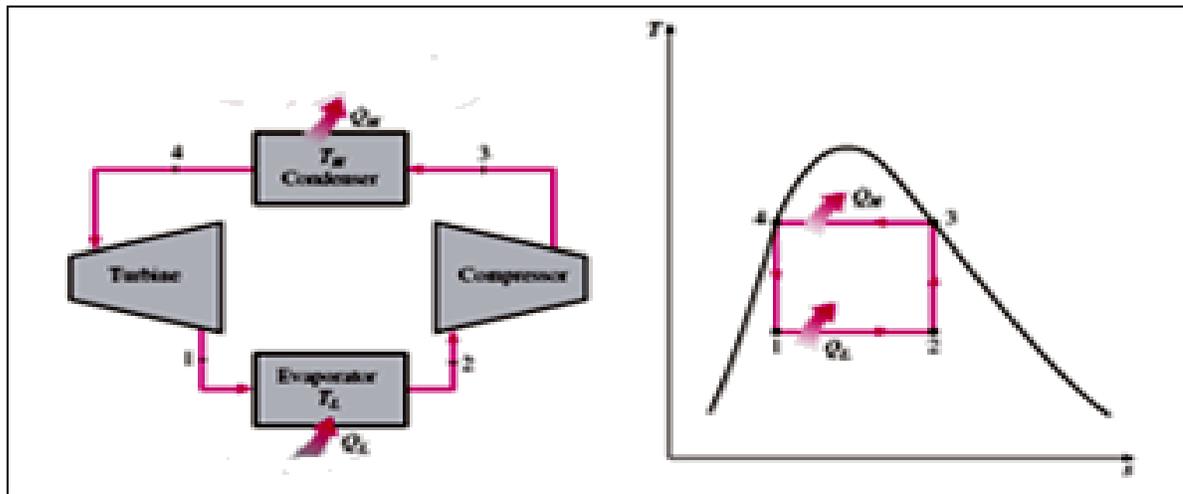
Generalmente el estudio de los ciclos termodinámicos se lleva a cabo suponiendo que el sistema es un fluido perfecto, que funciona en una máquina igualmente perfecta, es decir, suponiendo que el ciclo es ideal que se constituye por una serie de transformaciones ideales (Sánchez, 2006).

Una de las principales aplicaciones de la termodinámica es la refrigeración, que es la transferencia de calor desde una región de temperatura más baja a una de temperatura más alta. Los dispositivos que la producen se llaman refrigeradores, y los ciclos en los que operan son llamados ciclos de refrigeración. Siendo el más frecuente el que funciona por compresión de vapor en el que el refrigerante se vaporiza y se condensa alternativamente y se comprime en la fase de vapor.

Otros ciclos conocidos son el de gas en el que el refrigerante se mantiene en la fase gaseosa; el de absorción, donde se disuelve el refrigerante en un líquido antes de comprimirse y la refrigeración en cascada, donde se utiliza más de un tipo de ciclo.

El ciclo de Carnot es totalmente reversible puesto que se compone de dos procesos isotérmicos reversibles y dos procesos isoentrópicos. Posee la eficiencia térmica máxima para límites determinados de temperatura y sirve como un estándar de comparación para los ciclos reales.

Considere un ciclo de Carnot que se muestra en la Figura 2.1. El refrigerante absorbe el calor isotérmicamente desde una fuente de baja temperatura a la  $T_L$  en la cantidad de  $Q_L$  (proceso 1-2), se comprime isoentrópicamente al estado 3 (la temperatura se eleva a  $T_H$ ), rechaza el calor isotérmicamente a un sumidero de alta temperatura a la  $T_H$  en la cantidad de  $Q_H$  (proceso 3-4), y se expande isoentrópicamente al estado 1 (temperatura desciende a  $T_L$ ). Durante el proceso 3-4 el refrigerante pasa de un estado de vapor saturado a un estado líquido saturado en el condensador (Cengel, 2006).



Fuente. Cengel, 2006

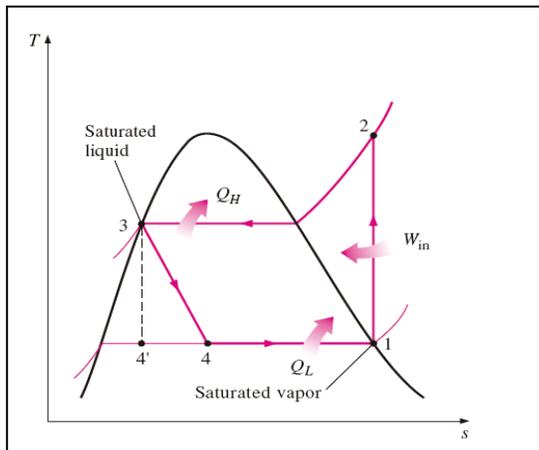
**Figura 2.1. Esquema del ciclo de refrigeración de Carnot y diagrama T-s.**

### Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Mucho de lo impráctico asociado con el ciclo de Carnot invertido puede ser eliminado por la vaporización completa del refrigerante antes de comprimirlo y mediante la sustitución de la turbina con un dispositivo de regulación, como una válvula de expansión o un tubo capilar.

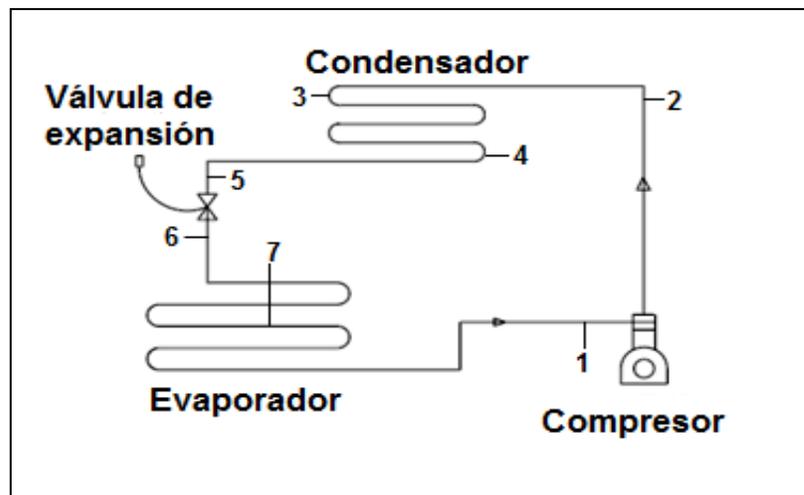
El ciclo que resulta se llama ciclo ideal de compresión de vapor, y se muestra de forma esquemática en la Figura 2.2. La compresión de vapor es lo más utilizado para refrigeradores, sistemas de aire acondicionado y bombas de calor y se compone de cuatro procesos, según la Figura 2.2:

- 1-2. Compresión isoentrópica en el compresor
- 2-3. Rechazo de calor a presión constante en el condensador
- 3-4. Estrangulamiento en el dispositivo de expansión
- 4-1. Absorción de calor a presión constante en el evaporador



Fuente: Cengel, 2006

**Figura 2.2. Diagrama T-s del ciclo de refrigeración ideal por compresión de vapor.**



Fuente: Cengel, 2006

**Figura. 2.3. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor**

### **Funcionamiento real del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.**

Haciendo referencia a la Figura 2.3 y a las posiciones numeradas de dicho diagrama, los cambios de estado, temperatura y contenido calorífico del refrigerante son como sigue:

Para la posición 1, el refrigerante se ha sobrecalentado un poco en el circuito final del evaporador. El sobrecalentamiento es el proceso de agregar al refrigerante suficiente calor después de vaporizar todo el líquido, esto asegura que ningún residuo de líquido llegará al compresor causando daños a válvulas y pistones.

En la posición 2 el refrigerante sale del compresor como un vapor sobrecalentado a presión y temperatura elevadas, luego entra dentro del condensador en la posición 3, la primera porción del calor existente en el condensador es eliminada y la temperatura del refrigerante llega a la temperatura de saturación. Conforme se elimina calor latente adicional, el vapor se condensa. Llegado a este punto, el refrigerante es una mezcla de líquido y vapor saturado a alta presión.

En la porción inferior del condensador (posición 4), el refrigerante se ha condensado totalmente y es ahora un líquido a presión elevada. En la posición 5, El refrigerante es líquido, sin embargo algo de subenfriamiento ha ocurrido en el paso final del condensador. Conforme se elimina calor adicional del refrigerante se subenfria. El subenfriamiento es el proceso de continuar la eliminación de calor del refrigerante una vez extraído todo el calor latente y cambiado todo el vapor a estado líquido. El subenfriamiento reduce la temperatura del líquido por debajo de su punto de ebullición, a una presión en particular. Un subenfriamiento adecuado evitará que el refrigerante empiece a hervir conforme experimente pequeñas caídas de presión al pasar por la tubería o por ciertos componentes.

Este proceso de ebullición genera gasificación repentina (vaporización rápida de refrigerante debido a una caída repentina de presión y un incremento de volumen a la entrada del evaporador), que puede reducir la capacidad del sistema. Es deseable subenfriar el refrigerante líquido ya sea en el condensador o en la tubería de líquido antes del dispositivo de control de flujo.

Posición 6, al pasar a través del dispositivo de control hacia la zona de baja presión parte del refrigerante se evapora enfriando el líquido restante. En este punto el refrigerante es una mezcla. El calor exterior es absorbido por el refrigerante líquido, haciendo que el refrigerante hierva o se evapore. Conforme el compresor extrae vapor del evaporador, el dispositivo de control admite más refrigerante continuando así el proceso. El refrigerante en este punto es una mezcla igual que en la posición 6. Para fines prácticos, éstas son las dos presiones del sistema: la presión del lado de baja y la presión del lado de alta.

A partir del dispositivo de expansión, el evaporador y la tubería de succión hasta la entrada al compresor, representa el lado de baja del sistema. El compresor, la tubería

de descarga al condensador, la tubería de líquido y el dispositivo de control se consideran el lado de alta del sistema. El compresor se considera del lado de alta y el dispositivo de control del lado de baja del sistema. Estos dos equipos son los que mantienen la diferencia de presión en el ciclo.

### **2.2.3 Componentes del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.**

La transferencia de calor en el sistema de refrigeración por compresión de vapor se lleva a cabo utilizando un refrigerante que opera en un ciclo cerrado, mientras pasa por cuatro elementos: unidades para la evaporación y condensación, compresor y un dispositivo de control.

#### **Evaporador.**

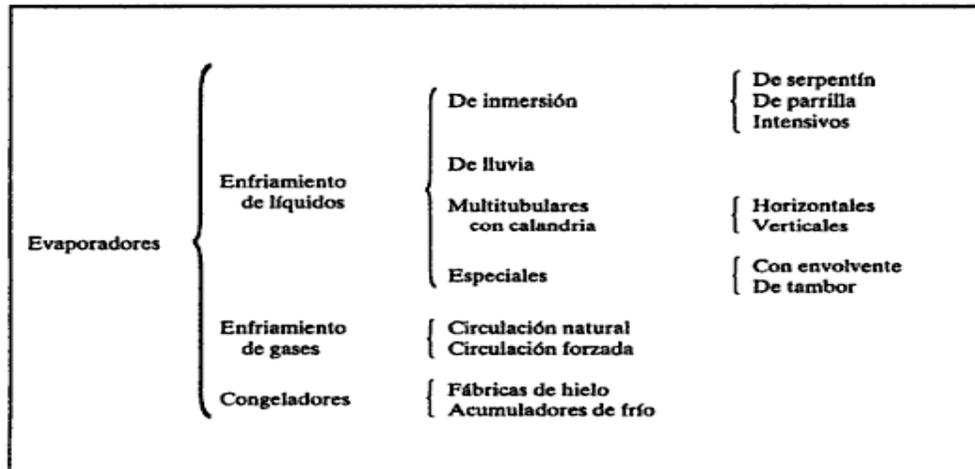
El evaporador es la parte del sistema en el que el refrigerante se vaporiza para producir refrigeración, es el equipo encargado de eliminar el calor del espacio o producto refrigerado. Cuando se evapora el refrigerante a una temperatura inferior a aquella de la sustancia que hay que enfriar, el refrigerante absorbe el calor de la sustancia (Withman, 2006).

Los evaporadores tienen distintas maneras de clasificar, por su construcción, método de alimentación de refrigerante y por sus aplicaciones. Según su construcción se clasifican en tres tipos, que son: de tubería desnuda, de tubería con aletas, de placas. Por el método de alimentación de refrigerante se conocen dos: evaporadores de expansión seca o directa (DX) y evaporadores inundados (Pita, 1994).

De acuerdo a la aplicación que se desee el evaporador se puede clasificar en:

- Evaporadores de enfriamiento de líquidos
- Evaporadores de enfriamiento de gases
- Evaporadores congeladores

Que a su vez cada uno de ellos se subclasifican como se muestra en la figura 2.4.



Fuente: Jacquard, 1997.

**Figura 2.4. Clasificación de los evaporadores según su aplicación.**

### Compresor.

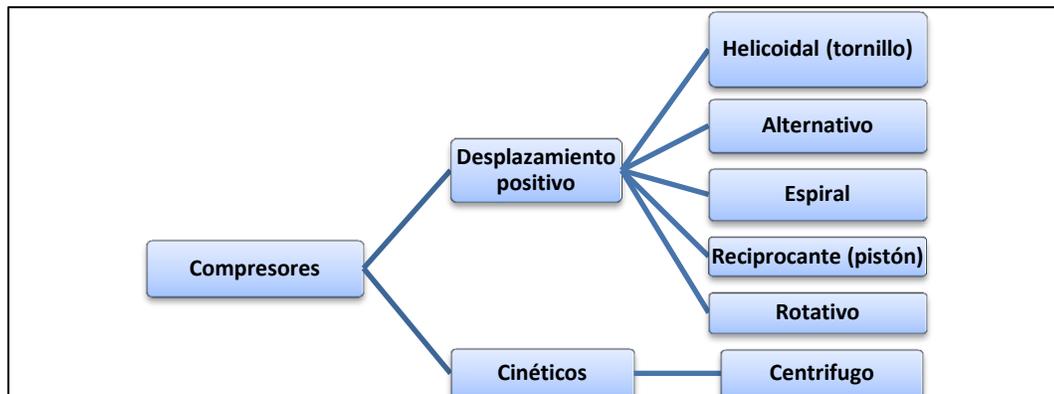
El compresor es un dispositivo mecánico para bombear refrigerante de un área de baja presión (evaporador), a un área de alta presión (condensador). Dado que están relacionados entre sí, la presión, temperatura y volumen de gas, un cambio en la presión de baja a alta genera un aumento en la temperatura y una reducción del volumen; es decir, una compresión del vapor (Dossat, 1997).

Esta unidad tiene dos funciones principales dentro del ciclo, se clasifica como el corazón del sistema, porque circula el refrigerante a través del circuito. Las funciones que cumple son:

- Recibir o remover el vapor refrigerante desde el evaporador, de tal manera que la presión y la temperatura deseada puedan mantenerse.
- Incrementar la presión del vapor refrigerante a través del proceso de compresión y simultáneamente incrementar la temperatura del vapor, de tal manera que pueda ceder su calor al medio refrigerante del condensador.

Por lo general el compresor está impulsado por un motor eléctrico lubricado con aceite especial de refrigeración y está montado dentro de una carcasa de acero soldada. Los componentes eléctricos del compresor son básicamente el relevador de arranque y la sobrecarga bimetálica. La selección de los compresores se hace con el fin que tengan la capacidad suficiente para hacer frente a la carga máxima de enfriamiento

(Macario, 2009). La clasificación propuesta por Quezada (2006), se muestra en la Figura 2.5.



**Figura 2.5. Clasificación de los compresores.**

### **Condensador.**

Es un dispositivo para eliminar calor del sistema de refrigeración. En el condensador, el vapor a alta temperatura y alta presión transfiere calor a través de los tubos del condensador al medio que lo rodea (generalmente aire o agua).

Cuando la temperatura del vapor se reduce a la temperatura de saturación, el calor latente que sigue eliminando hace que el refrigerante se condense produciendo refrigerante líquido. Existen tres tipos de condensadores: enfriado por aire, enfriado por agua y evaporativos (Dossat, 1997).

Los condensadores enfriados por agua son de tubo y coraza. A veces, cuando se dispone de ella, se usa agua de lagos, ríos o pozos. Sin embargo, en general las fuentes de agua no son suficientes y el agua debe recircularse a través de una torre de enfriamiento (Pita, 1994)

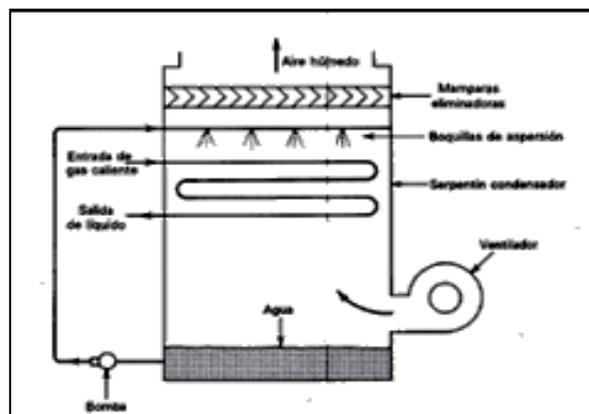
En los condensadores enfriados por aire, el refrigerante circula a través de un serpentín y el aire pasa por el exterior de los tubos. El movimiento del aire se origina mediante efectos de convección natural cuando se calienta el aire o pueden ser enfriados con aire forzado utilizando uno o varios ventiladores para pasar el aire a través de los tubos del condensador. De este tipo existen dos categorías que son: de paquete y remoto. El condensador de paquete se encuentra instalado sobre la misma estructura del compresor y suele llamarse la unidad condensadora.



Fuente: Catalogo Danfoss 2011. Unidad de condensación enfriada por aire

**Figura 2.6. Unidad condensadora enfriada por aire.**

Los condensadores evaporativos (Figura 2.7), desechan el calor a la atmosfera, como lo hacen los condensadores enfriados por aire, pero mediante aspersion de agua, lo cual aumenta la capacidad del condensador (Pita, 1994).



Fuente: Pita, 1994

**Figura 2.7. Esquema de un condensador evaporativo.**

### **Dispositivo de control de flujo.**

Este dispositivo controla el flujo de refrigerante y separa la zona de alta presión y la parte de baja presión del sistema, ocurren dos cosas:

1. El líquido refrigerante se enfría hasta la temperatura de evaporación de parte del refrigerante líquido.
2. La presión del refrigerante se reduce a la que corresponde a la temperatura del evaporador en saturación.

Existen seis tipos de dispositivos de control que son: válvula de expansión manual, automática y termostática; tubo capilar y válvulas de flotador de alta y baja presión. Las primeras tres se usan para evaporadores de expansión seca o directa, al igual que el tubo capilar. Las de flotador se utilizan en los evaporadores inundados (Dobson, 1997).

Las válvulas expansión manual son de aguja operadas manualmente. La razón de flujo de líquido que la atraviesa depende del diferencial de presión a través del orificio de la válvula y el grado de abertura de la misma. Mantiene una presión constante en el evaporador mientras el compresor está en operación. (Quezada, 2006).

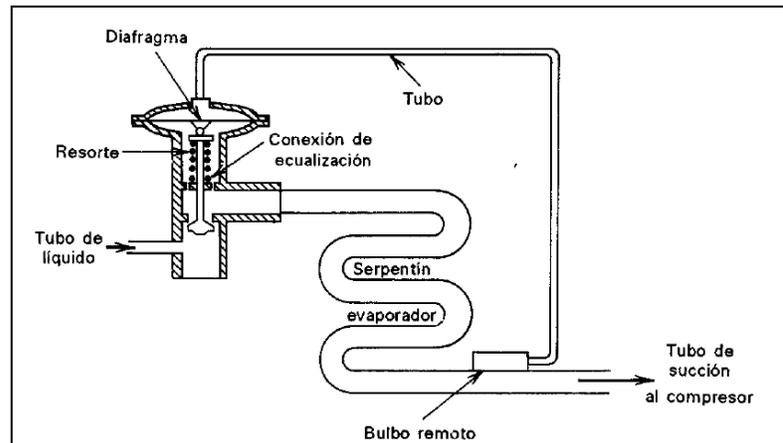
El tubo capilar es un tubo de diámetro muy pequeño y longitud considerable, que con ello origina la caída de presión necesaria. Se utiliza con frecuencia en las unidades pequeñas, como refrigeradores domésticos debido a su bajo costo y simplicidad. La válvula de expansión termostática o de termoexpansión (Figura 2.8), posee una pequeña abertura entre el asiento y el disco que origina la caída de presión necesaria.



Fuente: Catalogo Danfoss 2011. Válvula termostática Danfoss

**Figura 2.8. Válvula de expansión termostática.**

Es un dispositivo de medición diseñado para regular el flujo de refrigerante líquido hacia el evaporador, en la misma proporción en que el refrigerante líquido pasa a vapor. Esto lo logra manteniendo un sobrecalentamiento predeterminado a la salida del serpentín (línea de succión), lo que asegura que todo el refrigerante líquido se evapore y que solamente regrese al compresor refrigerante en estado gaseoso.



Fuente: Pita, 1994

**Figura 2.9. Funcionamiento de una válvula de expansión termostática.**

#### 2.2.4. Refrigerantes.

Los refrigerantes son los fluidos de trabajo en los sistemas de refrigeración, aire acondicionado y bombas de calor. Absorben el calor de un área y la rechazan en otro a través de la evaporación y la condensación, respectivamente. Estos cambios se producen tanto en la fase de absorción y los sistemas mecánicos por compresión de vapor, pero no se dan en los sistemas operativos en un ciclo de gas mediante un fluido como el aire (ASHRAE, 1997).

Las propiedades térmicas deseables de un refrigerante son:

- Presiones convenientes de evaporación y condensación (mayor que la atmosférica)
- Temperatura crítica alta y baja temperatura de congelación
- Alto calor latente de evaporación.
- Baja viscosidad y alta conductividad térmica de película

Un refrigerante debe satisfacer muchos aspectos algunos de los cuales no se relacionan directamente con su capacidad de transferencia de calor. Su estabilidad química es una de las características más importante al igual que los códigos de seguridad que tienen que ver con la inflamabilidad y toxicidad. El costo, disponibilidad, eficiencia y compatibilidad con los lubricantes del compresor y los materiales con que está construido el equipo son otras parámetros a tener en cuenta.

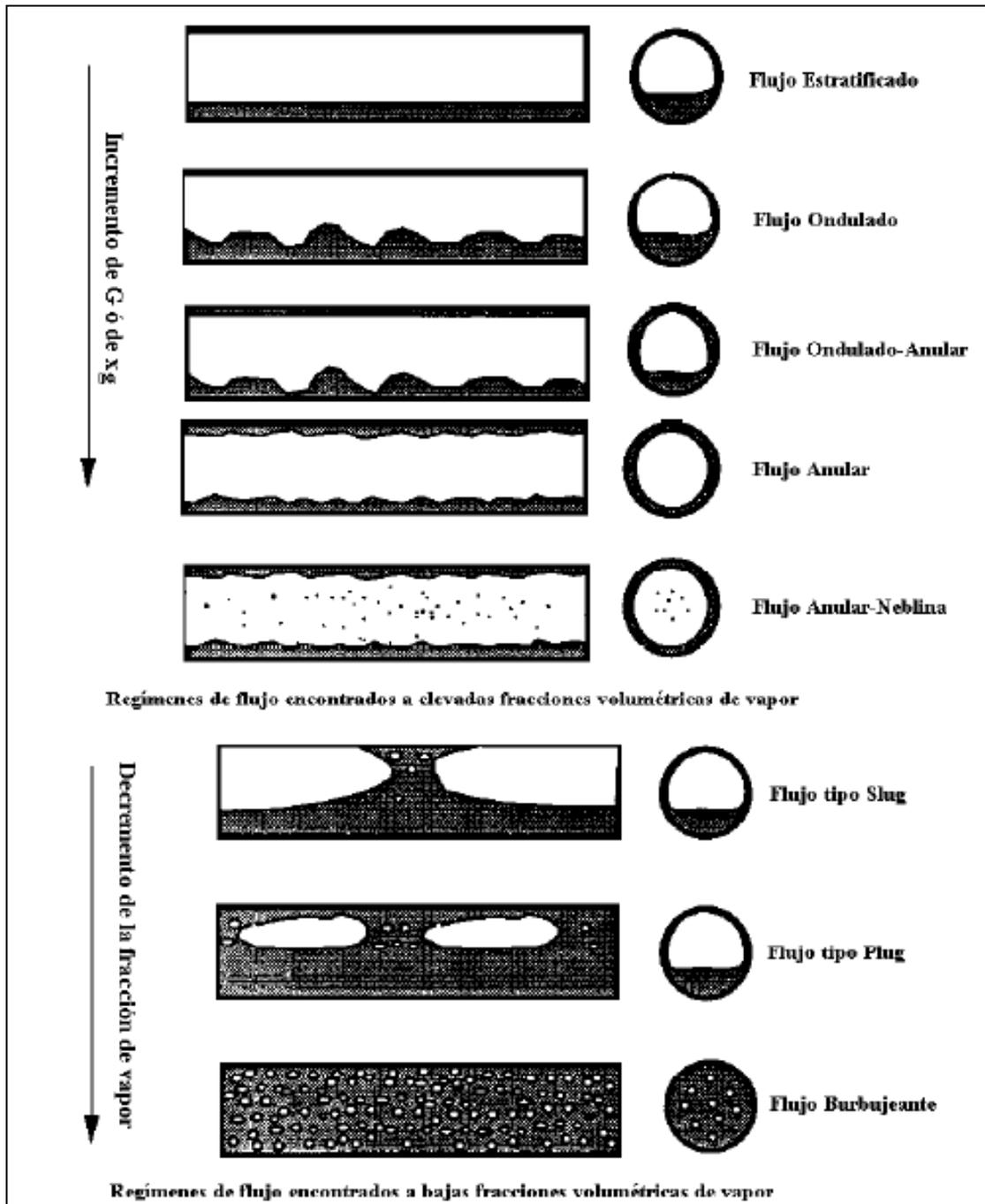
### **2.2.5. Fenómeno de condensación.**

La condensación se produce cuando un vapor saturado se pone en contacto con una superficie a menor temperatura. Debido a la gran diferencia de energía interna entre los estados líquidos y vapor, una cantidad significativa de calor puede ser liberado en el proceso de condensación. Por esta razón, el proceso de condensación se utiliza en muchos sistemas térmicos.

#### **Régimen de flujo bifásico durante la condensación.**

En tubos de diámetros mayores a tres milímetros, los dos factores que controlan el flujo son la gravedad y la fuerza de corte. A bajas velocidades de vapor, la gravedad domina y el condensado se forma en la parte superior del tubo y desciende en un charco de líquido que se expulsa axialmente, en parte por el flujo de vapor y en parte por la fuerza gravitacional. En términos de la fracción de vacío, los tipos de flujo se puede dividir en dos grupos: los que ocurren en altas fracciones de vacío y los que sólo se producen en fracciones de bajo vacío. La primera categoría incluye a cinco regímenes de flujo: estratificado, ondulado, ondulado-anular, anular, y anular de vapor. La segunda categoría incluye "slug", tapón (plug) y el flujo de burbujas.

Los regímenes en la primera categoría están dispuestos de tal manera que cada uno corresponde a un aumento en la velocidad del vapor. Por lo tanto, los dos primeros son dominados por la gravedad, el tercero está igualmente influenciado, y los dos últimos son dominados por el aumento en la calidad de vapor. En la segunda categoría están dispuesto de tal manera que la transición ocurre por causa del aumento en la cantidad de líquido. En la Figura 2.10 se muestran los regímenes de flujo bifásico para la condensación.



Fuente: García, 2000

Figura 2.10. Regímenes de flujo para condensación en tubos horizontales.

Mapa de régimen de flujo para condensación.

Debido a que los patrones de flujo influyen fuertemente en la transferencia de calor y momento, es importante que los diseñadores puedan predecir el tipo que se espera sobre la base del caudal, la calidad, propiedades de los fluidos, y el diámetro del tubo. Uno de los primeros intentos de un mapa de régimen fue por Baker, que se basó en observaciones de flujos en mezcla líquido-vapor en tubos que van desde 25,4 hasta 101,6 mm de diámetro.

Soliman (1982,1983), desarrolló otra técnica donde se establece una perspectiva distinta para la predicción en las transiciones de regímenes, específicamente en la condensación. Soliman distingue entre tres tipos de flujo que se consideren importantes para la condensación: ondulado, anular, y el de vapor. Postuló que la transición de ondulado a anular se basó en un equilibrio entre las fuerzas inerciales y gravitacionales en la película de líquido. El número de Froude, representa un equilibrio entre estas fuerzas. Soliman propuso que la velocidad adecuada era la velocidad real del líquido y la escala de longitud apropiada era el espesor ( $\delta$ ) de la película. Soliman obtuvo expresiones para ellos sobre la base de las relaciones de la caída de presión de dos fases en el flujo anular. La expresión resultante para el número de Froude es dada por Bejan y Kraus (2003).

- Numero de Froude para  $Re_{liq} \leq 1250$ : (Bejan y Kraus, 2003)

$$Fr_{so} = 0,025 Re^{1,59} \left( \frac{1+1,09.X_{tt}^{0,039}}{X_{tt}} \right)^{1,5} \frac{1}{Ga^{0,5}} \quad 2.1$$

- Numero de Froude para  $Re_{liq} > 1250$ : (Bejan y Kraus, 2003)

$$Fr_{so} = 1,26. Re^{1,04} \left( \frac{1+1,09.X_{tt}^{0,039}}{X_{tt}} \right)^{1,5} \frac{1}{Ga^{0,5}} \quad 2.2$$

Donde:

$Fr_{so}$ : Número de Froude (adim).

Re: Número de Reynolds (adim).

$X_{tt}$ : parámetro de Martinelli (adim).

Ga: Numero de Galileo (adim).

## 2.2.6. Fenómeno de vaporización.

La evaporación se puede definir como el cambio de fase de líquido a vapor. Cuando se aplica calor a la superficie en contacto con un líquido y si la temperatura está por encima de la temperatura de saturación, la evaporación se produce en la pared. Puede ocurrir bajo condiciones de líquido en reposo, lo que se conoce como la ebullición de estanque, o bajo condiciones de flujo forzado, que se denomina ebullición de flujo.

Este último proceso ocurre comúnmente en el interior tubos verticales, en tubos horizontales, en anillos, y en el exterior de bancos de tubos horizontal. El coeficiente local de transferencia de calor para ebullición de flujo es principalmente una función de calidad de vapor, la velocidad másica, el flujo de calor, la geometría del canal de flujo y orientación, patrones de flujo bifásico, y propiedades de los fluidos. En dicho proceso, el líquido y vapor se orientan y coexisten de diferentes formas, conformando una de las características más importantes del flujo bifásico. Esto es llamado régimen de flujo ó estructura de flujo (Bejan y Kraus, 2003).

### **Mapa de régimen de flujo.**

La transferencia de calor para un fluido bifásico está relacionada con la estructura de la sustancia que se evapora, comúnmente se define como patrones de flujo bifásico. Éstos se utilizan para predecir la transición de un tipo de flujo a otro y por lo tanto, para identificar qué régimen se produce en las condiciones dadas. Es el método más sofisticado que se conoce hasta ahora.

Se considera que los dos flujos se ordenan en tres ó cuatro determinadas geometrías que se basan en varias configuraciones que se dan durante la coexistencia del líquido y vapor. Las ecuaciones básicas se adaptan a cada tipo de configuración, aunque antes de aplicar este tipo de modelos hay que saber cuál se puede adaptar a cada caso y si es posible predecir la transición entre cada configuración (Ribas, 2004).

### **Clasificación de los regímenes de flujo.**

En los tubos de evaporadores, la fracción másica de líquido decrece a lo largo de la longitud del tubo, dando lugar a una serie de cambios en el régimen de flujo gas-líquido. Si el fluido entra como líquido subenfriado la primera indicación de la generación de vapor son pequeñas burbujas en la pared del tubo cuya temperatura es superior a la de

saturación del líquido, esto se conoce como nucleación, dando posteriormente paso a los siguientes regímenes de flujo: burbuja, tapón, semi-anular, anular, spray-anular y neblina (García, 2000).

Los flujos horizontales en dos fases se ven afectados por el efecto de la gravedad, que actúa para estratificar el líquido a la parte inferior y el gas a la parte superior del tubo. Los patrones de flujo encontrados en presencia de gas y líquido se muestran en la Figura 2.11.

### **Clasificación del flujo bifásico**

**Flujo burbujeante (bubble flow).** Las burbujas se dispersan en el líquido con una mayor concentración en la mitad superior del tubo debido a los efectos de flotación. Sin embargo, a altas velocidades másicas, las burbujas tienden a dispersarse uniformemente en el tubo.

**Flujo estratificado (stratified flow).** A bajas velocidades de líquido y gas, hay una separación completa de las dos fases, con el gas en la parte superior y el líquido en la parte inferior, separados por una interfase horizontal.

**Flujo estratificado-ondulado (stratified-wavy flow).** Con la velocidad del gas en aumento, se forman olas en la interfase líquido-gas en la dirección del flujo. La amplitud de las ondas depende de la velocidad relativa de las dos fases, pero sus crestas no llegan a la parte superior del tubo.

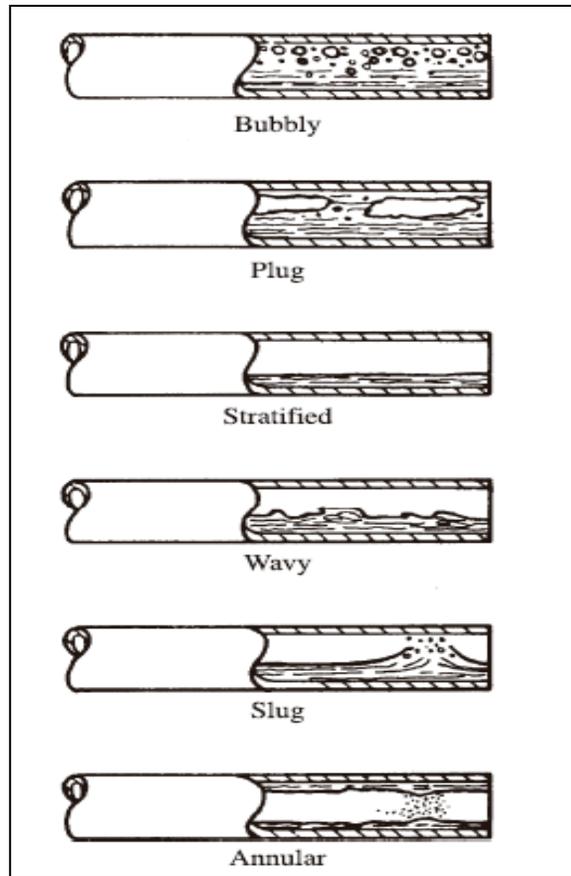
**Flujo intermitente (intermittent flow).** Aumentando aún más la velocidad del gas, las olas crecen en magnitud hasta alcanzar la parte superior del tubo. Las ondas de gran amplitud contienen una más cantidad de líquido y con frecuencia arrastran burbujas.

**Flujo anular (annular flow).** El líquido forma una película continua en forma de anillo alrededor del perímetro del tubo, que tiende a ser notablemente más gruesa en la parte inferior de la parte superior. Se produce por un aumento en la velocidad del vapor formándose en el centro de la tubería un núcleo de gas

**Flujo de neblina (mist flow).** Cuando la proporción de fase gaseosa es superior a la de la otra fase, el líquido es arrastrado a alta velocidad en forma de pequeñas gotas en el gas que ocupa toda la sección del tubo.

### **El modelo de Kattan, Thome y Favrat (KTF).**

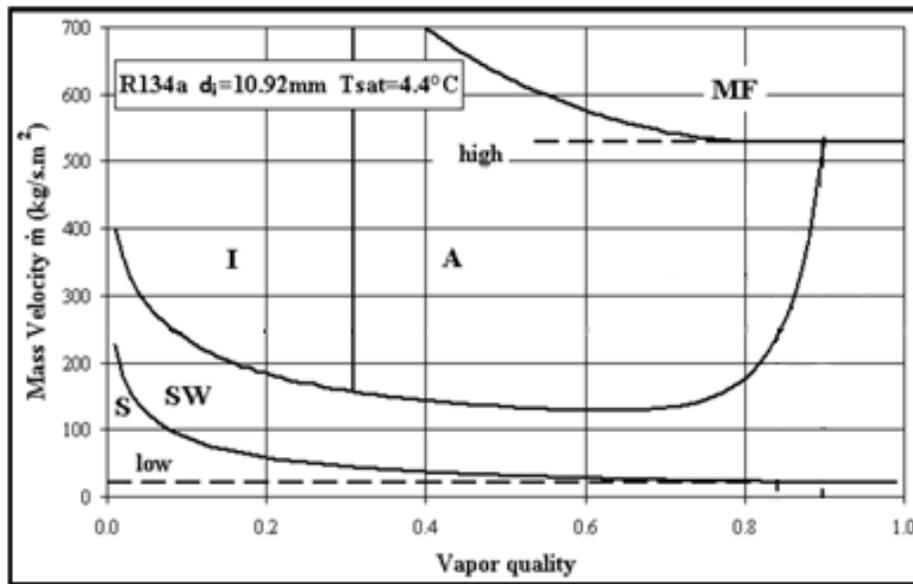
Es importante y necesario para el diseño, determinar el tipo de régimen de flujo que se presenta bajo ciertas condiciones. El primero que reconoció la importancia de definirlos como punto de partida para sus cálculos fue Baker en 1954. De allí han existido otros autores que muestran un modelo para elaborar el mapa de flujo. El más utilizado hasta los momentos es el propuesto por Kattan, Thome y Favrat.



Fuente: Bejan y Kraus, 2003

**Figura 2.11. Regímenes de flujo para evaporación en tubo horizontal.**

Para tubos de diámetro pequeño, típico de los intercambiadores de calor, Kattan et al. (1998), propuso una modificación del mapa de Steiner (1993), que incluye un método para predecir la aparición de secado en la parte superior del tubo en régimen anular. Los límites de transición del mapa de flujo Kattan, Thome-Favrat se ilustra en la Figura 2.12 y se obtiene con la velocidad másica del fluido en función de la calidad de vapor.



**Figura 2.12. Mapa de patrón de flujo que ilustra los límites de transición de régimen de flujo utilizando el modelo Kattan, Thome-Favrat.**

La fracción de vapor ( $\epsilon$ ), es el parámetro más importante para los cálculos de las transiciones de un mapa de flujo y para la predicción del coeficiente de transferencia de calor. Los valores de la fracción de vapor varían desde cero hasta la unidad. La ecuación utilizada por el modelo KTF para determinar la fracción de vapor es la siguiente: (Rohuani y Axelsson, 1970)

$$\epsilon = \frac{x}{\rho_{vap}} \cdot \left[ \left( 1 + 0,12 \cdot (1 - x) \right) \cdot \left( \frac{x}{\rho_{vap}} + \frac{1-x}{\rho_{liq}} \right) + \frac{1,18 \cdot (1-x)}{G} \cdot \left( \frac{g \cdot \sigma \cdot (\rho_{liq} - \rho_{vap})}{\rho_{liq}^2} \right)^{0,25} \right]^{-1} \quad 2.3$$

Donde:

$\epsilon$ : fracción de vapor.

$\rho_l, \rho_v$ : densidad de líquido y de vapor respectivamente ( $\text{kg/m}^3$ ).

$x$ : calidad de vapor (adim).

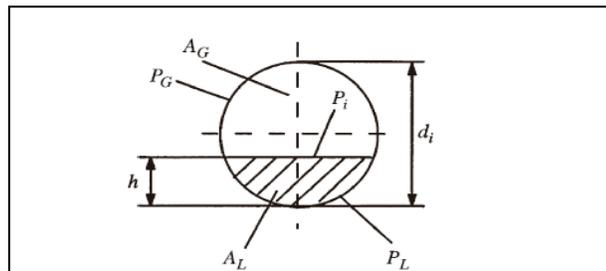
$G_j$ : velocidad másica ( $\text{kg/m}^2\text{s}$ ).

$g$ : aceleración de gravedad ( $\text{m/s}^2$ ).

Para determinar las ecuaciones correspondientes a cada tipo de flujo, es necesario definir seis parámetros geométricos adimensionales, que van referidos a la

geometría del régimen estratificado, y que sirven como base para la elaboración de los mapas, se muestran en la Figura 2.13.

Anteriormente los parámetros debían calcularse mediante una serie de iteraciones, a partir de la fracción volumétrica de vapor ( $\epsilon$ ), para determinar el nivel de referencia de la fase líquida ( $h_{ld}$ ). Con el nuevo método KTF (2003), se evita las iteraciones encontrando una expresión que relaciona el ángulo estratificado con la fracción volumétrica ( $\epsilon$ ).

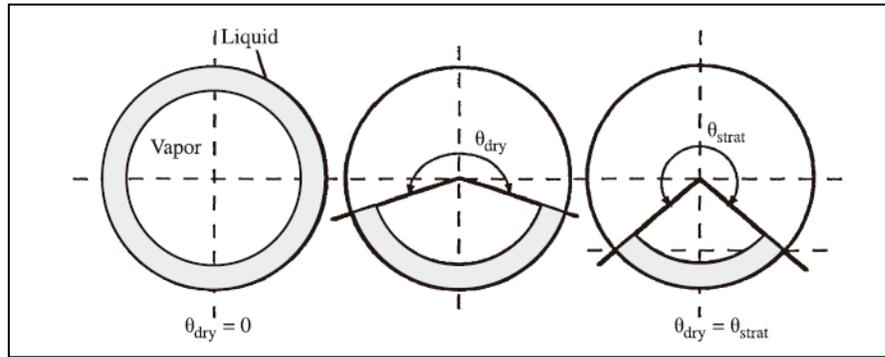


Fuente: Bejan y Kraus, 2003.

**Figura 2.13. Parámetros geométricos para flujo bifásico en tubos circulares.**

Una vez calculado estos parámetros se determinan las ecuaciones de las curvas que limitan cada una de las regiones en el mapa patrón. Conocida la velocidad másica que atraviesa el evaporador a estudiar, se puede conocer la evolución del flujo bifásico a medida que la calidad de vapor aumenta, y saber que regímenes va a experimentar el fluido a lo largo del proceso.

Kattan et al. (1998), propone un modelo para ebullición de flujo que tiene un enfoque más fundamental para la predicción de los coeficientes de transferencia de calor que involucra los efectos del tipo de régimen. El modelo KTF se inicia suponiendo unas geometrías simplificadas representativas de los tres tipos más característicos del flujo bifásico, anular, estratificado-ondulado y estratificado. Estas geometrías se muestran en la siguiente Figura 2.14:



Fuente: Bejan y Kraus, 2003.

**Figura 2.14. Geometrías representativas de los regímenes característicos del flujo bifásico.**

En flujo anular, el líquido forma un anillo uniforme en la pared del tubo, mientras que para el estratificado-ondulado se tiene un anillo truncado. Para la estratificación se supone también que el líquido presenta una sección anular truncada, con la misma área transversal de líquido. Así, estas tres sencillas geometrías exponen una transición entre un régimen de flujo y otro, además permiten utilizar los modelos de coeficientes basados en las velocidades medias de las fases líquida y vapor.

El coeficiente de convección para el fenómeno de la evaporación se aplica a perímetros mojados mientras que un coeficiente exclusivo para la fase vapor se calcula para un perímetro seco. Por lo tanto, el modelo KTF tiene una expresión general para calcular el coeficiente de convección para un evaporador horizontal con radio interno  $r_i$  que es: (Bejan y Kraus, 2003))

$$\alpha_{tp} = \frac{r_i \theta_{seco} \alpha_{vap} + r_i \alpha_{liq} (2\pi - \theta_{seco})}{2\pi r_i} \quad 2.4$$

Dónde:

$\alpha_{tp}$ : Coeficiente de transferencia de calor ( $W/m^2K$ ).

$\alpha_{vap}$ : coeficiente de transferencia para el vapor ( $W/m^2K$ ).

$\alpha_{liq}$ : coeficiente de transferencia para el perímetro mojado ( $W/m^2K$ ).

$\theta_{seco}$ : ángulo de perímetro seco (rad).

El coeficiente de transferencia de calor para el perímetro húmedo se obtiene a partir de un modelo asintótico que combina las contribuciones de transferencia de calor de ebullición nucleada ( $\alpha_{ne}$ ) y ebullición convectiva ( $\alpha_{ce}$ ), a la tercera potencia tal como se muestra: (Bejan y Kraus, 2003))

$$\alpha_{liq} = \alpha_{ne}^3 + \alpha_{ce}^3 \quad 2.5$$

Dónde:

$\alpha_{ne}$ : coeficiente de transferencia del líquido por ebullición nucleada (W/m<sup>2</sup>K).

$\alpha_{ce}$ : coeficiente de transferencia del líquido por ebullición convectiva (W/m<sup>2</sup>K).

El coeficiente de transferencia de ebullición nuclear ( $\alpha_{nb}$ ), se determinará con la correlación de presiones reducidas de Cooper (1984):

$$\alpha_{ne} = 55. Pr^{0,12}. [-\log Pr]^{-0,55}. M^{-0,5}. q^{0,67} \quad 2.6$$

Dónde:

Pr: presiones reducidas (adim).

M: peso molecular (kg/mol).

El coeficiente de transferencia de calor de ebullición convectiva ( $\alpha_{ce}$ ), se consigue aplicando la siguiente ecuación: (Bejan y Kraus, 2003))

$$\alpha_{ce} = 0,0133. \frac{k_{liq}}{\delta} \cdot \left( \frac{4.G.(1-x).\delta}{(1-\varepsilon).\mu_{liq}} \right)^{-0,69} \cdot \left( \frac{Cp_{liq}.\mu_{liq}}{k_{liq}} \right)^{0,4} \quad 2.7$$

Dónde:

$\delta$ : espesor de película anular.

Esta ecuación incluye el número de Reynolds para líquido, basado en la velocidad media del líquido en la película anular, que depende de la calidad de vapor, el grosor de la película y la fracción volumétrica.

El coeficiente de transferencia de calor para la fase vapor ( $\alpha_{vap}$ ), se calcula con la correlación Dittus-Boelter, suponiendo el flujo tubular en el perímetro del tubo seco con las propiedades y la velocidad másica del vapor: (Dittus-Boelter, 1930)

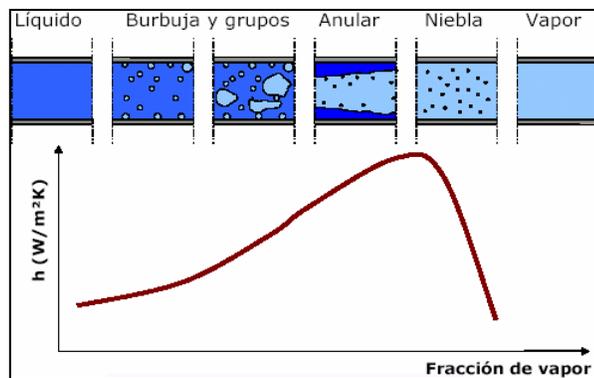
$$\alpha_{vap} = 0,023. \frac{kvap}{Di} \cdot \left( \frac{G.x.Di}{\varepsilon.\mu_{vap}} \right)^{0,8} \cdot \left( \frac{Cp_{vap}.\mu_{vap}}{kvap} \right)^{0,4} \quad 2.8$$

Dónde:

$k_{vap}$ : conductividad térmica del vapor (W/mK).

x: calidad de vapor (adim).

El uso de estas correlaciones para la obtención del coeficiente de convección implica utilizar del modelo KTF para graficar del mapa de flujo, en el cual, primero se clasifica el fluido en su determinado régimen, se obtienen los parámetros geométricos necesarios y por último se determina el coeficiente de convección correspondiente. Cuyo comportamiento cualitativo conforme transcurre el proceso de evaporación experimenta un aumento progresivo que alcanza su máximo cuando entra en la zona de transición de anular a neblina y cae bruscamente al completarse la evaporación (Mujica, 2008).



Fuente, Bejan y Kraus 2003

**Figura 2.15. Comportamiento cualitativo del coeficiente convectivo durante la evaporación.**

### 2.2.7. Simuladores de procesos.

La simulación de procesos puede ser definida como una técnica para evaluar en forma rápida un proceso con base en una representación del mismo, mediante modelos matemáticos (Martínez et al, 2000).

En los últimos años, la simulación de procesos ha llegado a ser una herramienta adecuada y oportuna de apoyo para el diseño, caracterización, optimización y supervisión del funcionamiento de procesos industriales. Además, su uso se está extendiendo en las instituciones de formación de ingenieros químicos.

En principio, la simulación de procesos puede ser útil en el desarrollo de un proceso industrial. Se usan en las siguientes etapas de un proyecto: Investigación y desarrollo, período crítico en la toma de decisiones, diseño, planta piloto y simulación de plantas ya existentes. Hay tres tipos de situaciones que pueden resolverse por medio de esta herramienta: análisis de un problema, dificultades en el diseño y problemas de optimización (Martínez et al, 2000).

En la actualidad existe una gran variedad de software de gran importancia académica e industrial que permiten obtener información, que resulta de ayuda al momento de analizar fenómenos, sistemas o equipos. En muchos casos estas herramientas computacionales crean una ventana a la modernización de aulas y laboratorios, ofreciendo la ventaja de no necesitar un equipo en físico para la obtención de datos, facilitando el aprendizaje y comprensión de diversos temas.

### **Duprex 3.2.**

Es una herramienta informática desarrollada específicamente para permitir a los usuarios generar fácil y rápidamente los datos de los refrigerantes DuPont, incluyendo:

- Tablas de datos termodinámicos de los refrigerantes.
- Tabla de datos de propiedades de transporte.
- Cálculos del ciclo de refrigeración con propiedades de ciclo.

Los datos son suministrados por una variedad de sistemas de expansión directa (de una sola etapa con intercambiador de calor, dos etapas en cascada, y la bomba de calor de una etapa).

Entre las ventajas que presenta este simulador se tienen:

- Una sola fuente de datos de propiedades para refrigerantes DuPont, Suva®™,® ISCEON y Freon®.
- Herramienta útil para evaluar el rendimiento del sistema con los refrigerantes de fluorocarbono más comúnmente utilizados, incluyendo la amplia gama de CFC y HCFC adaptación opciones de refrigerantes DuPont.
- Selección rápida y sencilla de refrigerante a diferentes condiciones de operación y los diseños de sistema para la modificación o el diseño del nuevo sistema.

- Herramienta de análisis para solucionar problemas y dar diagnóstico del rendimiento del sistema.
- Herramienta que permite hacer varios cálculos del ciclo en distintas condiciones.
- Generación de tablas de propiedades termodinámicas personalizadas para condiciones de saturación, sobrecalentamiento y subenfriamiento.

## **CAPÍTULO III. MARCO METODOLÓGICO**

*En esta sección se indica y se describe el tipo de investigación según su profundidad y estrategia, se presentan las etapas metodológicas que servirán de guía para su desarrollo y para el cumplimiento de los objetivos planteados.*

### **3.1. Tipo de Investigación.**

Según la profundidad de los objetivos planteados y del problema que se aborda, la investigación se enmarca como proyectiva, porque consiste en la elaboración de una idea, un plan o modelo que dé solución a un problema o necesidad de tipo práctico, a partir de un diagnóstico preciso de las necesidades del momento (Hurtado, 2008).

Este tipo de investigación involucra la creación de una propuesta de diseño de un sistema de enfriamiento para aprovechar un equipo de destilación que es de gran importancia académica y que se encuentra en desuso. Este proyecto, se desarrolla en un proceso sistemático de búsqueda e indagación que requiere la descripción, el análisis, la comparación, la explicación y la predicción (Hurtado, 2008).

En lo referente a la estrategia que se adopta para resolver y responder al problema planteado, se puede decir que es una investigación experimental, pues consiste en someter un conjunto de objetos, a determinadas condiciones o estímulos para observar los efectos que se producen (Arias, 1999). Lo que caracteriza este estudio es la manipulación y control de variables y de las condiciones de operación, con el fin de verificar, precisar o predecir el comportamiento de otras variables dependientes y que se generan a partir de un procedimiento experimental. El desarrollo de la investigación está constituido por las siguientes etapas metodológicas:

1. Estudio de las necesidades actuales que presenta la torre de destilación.
2. Selección de los posibles equipos a utilizar.
3. Determinación de las condiciones de operación del ciclo de compresión.
4. Diseño de los equipos del sistema de enfriamiento.
5. Verificación y comprobación de las condiciones del sistema de refrigeración usando un software de simulación.
6. Determinación de los costos asociados al diseño.

7. Propuesta de una experiencia práctica y elaboración de una guía instruccional.

### 3.2. Identificación de las necesidades actuales y de las condiciones de operación de la torre.

Para identificar los problemas que presenta la torre de destilación del Laboratorio de Control de Procesos Químicos, fue necesario buscar información bibliográfica y técnica relacionada con el equipo de destilación. Inicialmente se realizó una revisión detallada de libros, artículos y tesis enmarcadas en el estudio de torres de destilación, también se ubicó y analizó el trabajo de grado donde se diseñó y colocó en marcha la torre a utilizar. Adicionalmente se consultaron a los técnicos del laboratorio y expertos en el área, con la finalidad de conocer la manipulación y control técnico del equipo, así como para resolver dudas en cuanto a su funcionamiento.

Se planificaron y ejecutaron visitas al Laboratorio de Control de Procesos Químicos para la identificación de las condiciones físicas de las torre de destilación y de los equipos que la conforman. Con el fin de establecer una comparación de los resultados obtenidos se hizo una experiencia práctica usando el método operatorio, los parámetros de operación, y la misma mezcla binaria (etanol-agua), utilizados en el trabajo de grado donde realizan el diseño del equipo. Se planificó qué datos se deberían tomar que fueran útiles para el diseño del sistema de enfriamiento, usando las siguientes herramientas para la recolección de los valores experimentales.

**Tabla 3.1. Temperaturas en la estabilización de la torre de destilación operando con la mezcla binaria etanol-agua**

| Temperatura en el calderin<br>( $T_c \pm 0,1$ )°C | Temperatura en el medio<br>de la torre<br>( $T_m \pm 0,1$ )°C | Temperatura en el tope de<br>la torre<br>( $T_t \pm 0,1$ )°C |
|---|---|--|
|   |   |  |

Presión ambiente:                      Temperatura ambiente:

**Tabla 3.2. Determinación del caudal del agua de enfriamiento que opera la torre de destilación**

| Volumen del agua de enfriamiento<br>recolectado<br>( $V_d \pm 0,5$ ) mL | Tiempo de recolección de agua de<br>enfriamiento<br>( $t_r \pm 0,01$ ) s |
|---|--|
|   |  |



- Dimensionamiento.
- El medio de enfriamiento.

En el evaporador el calor pasa desde la sustancia que se va a enfriar hasta el refrigerante en ebullición. Debido a las diversas aplicaciones de refrigeración mecánica, los evaporadores se fabrican de distintos tamaños, formas y diseño. Por lo tanto existen varias maneras de clasificarlos según su diseño, condiciones de operación, método de alimentación del refrigerante, según su aplicación, entre otros. Una de las clasificaciones más usadas es la que se presenta en la figura 2.4, donde se dividen los evaporadores según su aplicabilidad, sea para enfriamiento de líquidos, gases o congelación.

Existen algunos criterios para el diseño o selección del equipo de vaporización entre los cuales están:

- Seguridad.
- Corrosión.
- Características de espacio y peso.
- Posibilidad de congelamiento del medio que se está enfriando.
- Costo.

En base a estos criterios y a la clasificación se procede a hacer la selección del evaporador a usar en el ciclo de refrigeración.

El compresor es el corazón de un sistema de refrigeración, hace circular el refrigerante portador de calor a través de todo el sistema en forma de vapor. Reduce la presión en el lado de baja presión de sistema, que incluye el evaporador, y la aumenta en el lado de alta del sistema. Todos los compresores de sistemas refrigerados cumplen la función de comprimir el refrigerante evaporado, se lleva a cabo de diversas formas, de acuerdo con los distintos tipos de compresor esta diversidad puede ser observada mediante la Figura 2.5. Para la selección del equipo deben mantenerse los siguientes criterios:

- Capacidad de enfriamiento.
- Temperatura del evaporador.
- Refrigerante.

- Subenfriamiento del refrigerante.
- Sobrecalentamiento del gas de aspiración.

Los dispositivos de expansión, son el cuarto elemento necesario para que funcione el ciclo de compresión de refrigeración. Este dispositivo no es tan visible como el evaporador, el compresor o condensador, es una de las líneas que dividen los lados de alta y de baja presión del sistema (el compresor es la otra frontera), es el elemento responsable de la cantidad de refrigerante que entra en el evaporador, y se instala normalmente entre el condensador y el evaporador. Existen seis tipos de dispositivos de expansión, de los cuales se seleccionará el que mejor se adecue al sistema de refrigeración:

- 1- Válvula de expansión manual.
- 2- Válvula de expansión automática.
- 3- Válvula de expansión termostática.
- 4- Tubo capilar.
- 5- Válvula de flotador de presión baja.
- 6- Válvula de flotador de presión alta.

### **3.4. Determinación de las condiciones de operación del ciclo de refrigeración. Selección del refrigerante.**

En la actualidad, el aspecto más importante para la selección del refrigerante es su mínimo impacto en el medio ambiente. Pero por otro lado no se puede olvidar las características termofísicas de los refrigerantes que deben ser analizados cuidadosamente para obtener los mínimos consumos de potencia y que los requerimientos de refrigeración sean alcanzados. También se debe tener presente el costo y la disponibilidad, ya que para esta investigación se estudia la alternativa del diseño más versátil y factible que se pueda obtener.

Luego de haber establecido los parámetros de mayor prioridad para la selección del refrigerante, se procede a recaudar la información de la variedad de refrigerantes que se encuentran en el mercado, los cuales puedan cumplir o satisfacer lo ya establecido, seleccionando así el más favorable.

### **Demanda energética requerida por la torre.**

Seguidamente se determinó la demanda energética en la línea de enfriamiento de la torre de destilación del laboratorio. Los equipos de la torre que aumentan la temperatura en el fluido de enfriamiento son la bomba centrífuga, el enfriador y el condensador. Se calculó el calor que ellos aportan al fluido mediante la ecuación de calor sensible, que es el cambio de entalpía sin cambio de fase: (Himmelblau, 1999)

$$\dot{Q} = \Delta H = m \int_{T_1}^{T_2} C_p dT \quad 3.1$$

Donde:

$\dot{Q}$ : flujo de calor sensible (kJ/s).

$m$ : flujo másico del agua de enfriamiento (kg/s).

$C_p$ : capacidad calorífica (kJ/kgK).

$T_1, T_2$ : temperatura de entrada y salida del equipo (K).

Para determinar la demanda energética se sigue el siguiente procedimiento, para cada corrida se tiene la temperatura de entrada y salida de un equipo, se promedian y con tablas de propiedades del agua se determina la capacidad calorífica del fluido. Usando la ecuación 3.1 se obtiene el calor que adquiere el fluido al pasar por cada equipo, después de obtener los calores para cada corrida se realiza un promedio.

Para la bomba centrífuga se tomaron los datos de temperatura desde el inicio de la operación hasta que comenzó la destilación, mientras que para el enfriador y condensador se toman las temperaturas desde que se comienza a recolectar el destilado hasta el final de la operación. Luego se suman los calores promediados de cada equipo para obtener la energía térmica que demanda, la línea de enfriamiento de la torre.

### **Establecimiento de los parámetros de operación del ciclo de refrigeración.**

Durante el ciclo, el fluido refrigerante pasa por distintos cambio de estado, donde se varía su temperatura en cada punto del ciclo. Hay dos factores sumamente importantes

para comprender la refrigeración, uno es la temperatura del refrigerante en el evaporador y la otra la temperatura durante su condensación.

Para fijar la temperatura de condensación se partió de la temperatura a la que se encuentra el aire de entrada al condensador, que la diferencia entre la temperatura del refrigerante en el condensador y el medio ambiente ( $\Delta T$ ), debe estar en el rango de 5° C a 10°C (Nelson, 1969). Por lo tanto la temperatura del refrigerante en el condensador se obtuvo por: (De la Oliva, 2009)

$$\Delta T_{cond} = T_{cond} - T_{ae} \quad 3.2$$

Donde:

$\Delta T_{cond}$ : diferencia entre la temperatura de condensación y ambiente (K).

$T_{ae}$ : temperatura de entrada del aire al condensador (K).

$T_{cond}$ : temperatura de condensación (K).

La temperatura de ebullición del líquido refrigerante es la que determina la temperatura de funcionamiento del serpentín, por lo que ésta se fija dependiendo del tipo de sistemas de evaporadores, mediante la tabla 3.4.

Cuando se tiene el tipo de evaporador a usar, se ubica la diferencia de temperatura y se despeja la temperatura de evaporación del sistema: (De la Oliva, 2009)

$$\Delta T_{evap} = T_s - T_{evap} \quad 3.3$$

Donde:

$\Delta T_{evap}$ : diferencia entre la temperatura de evaporación y ambiente (K).

$T_s$ : temperatura del ambiente (K).

$T_{evap}$ : temperatura de evaporación (K).

**Tabla 3.4. Diferencia de temperaturas entre la temperatura de ebullición y el medio según el tipo de evaporador a diseñar.**

| Sistema de evaporador                 | Diferencia entre la temperatura de evaporación y ambiente ( $\Delta T$ ). |
|---------------------------------------|---|
| Evaporadores de tubo (aleteado no) de | 8 °C a 12 °C  |

|   |               |
|---|---------------|
| expansión directa (tipo seco e inundado).   |               |
| Evaporador de aire forzado.   | 8°C           |
| Evaporador de inmersión en baño de agua sin formación de hielo.                       | 5,5 °C a 8°C  |
| Evaporador de inmersión en baño de agua, formando hielo alrededor del tubo serpentín. | 8 °C a 12 °C  |
| Evaporador de inmersión en baño de salmuera.  | 4,5°C a 5,5°C |

Fuente: Alarcón, 1998.

Siguiendo las condiciones de estado en el ciclo ideal de refrigeración y con el diagrama presión-entalpía del refrigerante seleccionado, se obtuvieron las demás propiedades en cada punto del ciclo. A la condición de líquido saturado y con la temperatura de condensación se obtiene la presión alta del sistema, lo mismo se hizo para la presión baja pero con la temperatura de evaporación y el estado de vapor saturado. Para determinar las propiedades a la salida de la válvula de expansión se considera el sistema isoentálpico y con la presión baja queda definido ese punto en el ciclo.

Para conocer las condiciones a la salida de compresor se supone que el proceso es 100 % eficiente; es decir, que a la salida del compresor se mantiene la misma entropía que a la salida del evaporador. Con la entropía en ese punto y la presión alta se define completamente todo el ciclo de refrigeración.

### **Determinación del flujo de calor en el evaporador y condensador.**

La carga térmica que debe manejar el evaporador es la suma de la demanda energética de la torre y de las ganancias de los flujos de calor por las paredes y la superficie inferior de la unidad de enfriamiento donde estará ubicado el serpentín. De acuerdo al espacio disponible que se tiene en la torre de destilación, se especificaron las dimensiones del tanque del agua de enfriamiento. Se seleccionaron los materiales de su construcción, teniendo en cuenta que las paredes deben estar aisladas, se escogió

un material aislante mediante una matriz de selección. Luego de consultar a expertos se tienen que las características a evaluar son las siguientes:

- Toxicidad.
- Costo.
- Disponibilidad.
- Conductividad térmica.

Se asigna un porcentaje de importancia a los criterios relevantes de la matriz de decisión; se realiza comparando cada uno de los criterios con los otros. Otorgando un puntaje de uno (1), si un criterio es más importante que otro y cero (0) si es menos importante; en caso de ser de igual importancia se le asigna 0,5. A continuación se presenta el modelo para esta evaluación:

**Tabla 3.5. Porcentaje de importancia de los criterios relevantes para la matriz de selección.**

| <b>Criterios</b>  | <b>Criterio 1</b> | <b>Criterio 2</b> | <b>Criterio 3</b> | <b>Criterio 4</b> | <b>Total</b> | <b>Porcentaje</b> |
|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|--------------|-------------------|
| <b>Criterio 1</b> |                   |                   |                   |                   |              |                   |
| <b>Criterio 2</b> |                   |                   |                   |                   |              |                   |
| <b>Criterio 3</b> |                   |                   |                   |                   |              |                   |
| <b>Criterio 4</b> |                   |                   |                   |                   |              |                   |

Se procedió a aplicar la matriz de selección donde se evalúan tres materiales aislantes y los cuatro criterios antes expuestos. La aplicación de esta herramienta de selección le asigna una ponderación de 1 a 5 puntos. Donde 5 indica que el criterio es favorable para el material mientras que 1 indica que no es favorable. La siguiente tabla es una muestra de la matriz de selección que se usó.

**Tabla 3.6. Matriz de criterios relevantes para la selección del material aislante de la piscina de agua de enfriamiento.**

| <b>Criterios</b> | <b>%</b> | <b>Materiales aislantes</b> |                   |                   |
|------------------|----------|-----------------------------|-------------------|-------------------|
|                  |          | <b>Aislante 1</b>           | <b>Aislante 2</b> | <b>Aislante 3</b> |
| <b>a</b>         |          |                             |                   |                   |

| evaluar      |  | E | P | E | P | E | P |
|--------------|--|---|---|---|---|---|---|
| 1            |  |   |   |   |   |   |   |
| 2            |  |   |   |   |   |   |   |
| 3            |  |   |   |   |   |   |   |
| 4            |  |   |   |   |   |   |   |
| <b>Total</b> |  |   |   |   |   |   |   |

E: evaluación según la escala (1-5); P: producto de la escala con el porcentaje.

Una vez seleccionados los materiales de construcción y el aislante, se procedió a determinar la transferencia de calor del ambiente al agua de enfriamiento. Como se desconocen las temperaturas de pared, se realiza una iteración, ya que están presentes dos mecanismos de transferencias distintos. En el primero; la transferencia se da por convección natural, de un lado de la pared con aire y del otro con agua de enfriamiento. El otro mecanismo que se presenta es la conducción a través de la pared, teniendo en cuenta que existen tres resistencias térmicas en serie.

El flujo de calor por convección se determina aplicando la ecuación planteada por Incropera y De Witt (1999), que involucra el área de transferencia de calor, la diferencia de temperaturas y un coeficiente convectivo, así como se muestra en la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = A \cdot h \cdot (T_m - T_w) \quad 3.4$$

Donde:

$\dot{Q}$ : flujo de calor (W).

$h$ : coeficiente convectivo ( $W/m^2K$ ).

$T_m$ : temperatura del fluido (K).

$T_w$ : temperatura de pared (K).

El coeficiente convectivo se determina usando la ecuación del grupo adimensional de transferencia de calor, el número de Nusselt (Nu): (Nusselt, 1930)

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k_f} \quad 3.5$$

Donde:

$Nu$ : número de Nusselt (adim).

$k_f$ : conductividad térmica del fluido (W/mK).

$L$ : altura del líquido (m).

El número de Nusselt se estima utilizando la correlación propuesta en 1975 por Churchill y Chu: (Incropera, De Witt, 1999)

$$Nu = \left[ 0,825 + \frac{0,378.Ra^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{8/27}} \right]^2 \quad 3.6$$

Donde:

$Ra$ : número de Rayleigh (adim).

$Pr$ : número de Prandtl (adim).

Para el caso de la conducción, la ecuación para determinar el flujo de calor es distinta a la usada por convección, ya que involucra las resistencias térmicas de las láminas que conforman la pared, siendo dos de acero inoxidable (una en la parte interior y otra en el exterior del tanque), y una intermedia de aislante. Se trata entonces de tres láminas de espesores distintos colocadas en serie; para ello se utiliza la ecuación de transferencia que a continuación se presenta: (Incropera, De Witt, 1999)

$$\dot{Q} = \frac{A(Tw_o - Tw_i)}{\sum \frac{X_i}{k_i}} \quad 3.7$$

Donde:

$Tw_o$ : temperatura de pared externa (K).

$Tw_i$ : temperatura de pared interna (K).

$X_i$ : espesor de cada lamina (m).

$k_i$ : conductividad térmica de cada material (W/mK).

El proceso iterativo comienza suponiendo la temperatura de pared interna ( $Tw_i$ ), se obtiene la temperatura media para determinar las propiedades del agua. El número de Nusselt se calcula con la ecuación 3.6, para luego despejar de la ecuación 3.5, el

coeficiente convectivo, interno en este caso. Con los anteriores resultados y el área de la pared se aplica la ecuación 3.4, y se obtiene el flujo de calor para el lado interno.

Se despeja la temperatura de pared externa ( $T_{wo}$ ), de la ecuación 3.7, que junto con la del ambiente externo se obtiene la temperatura de película para evaluar las propiedades del aire. Se estima el número de Nusselt y el coeficiente convectivo externo con las ecuaciones 3.6 y 3.5 respectivamente. Por último, se calcula el calor con la ecuación 3.4 para el lado externo, el proceso iterativo se detiene cuando este flujo de calor coincida con el flujo de calor del lado interno.

El mismo procedimiento iterativo se efectúa para el caso de las paredes horizontales de la unidad de enfriamiento. Sin embargo, para determinar el número adimensional de Nusselt se utilizan las correlaciones para convección natural para placas horizontales de superficie superior fría (parte inferior de la unidad).

Correlación para placas horizontales de superficie superior fría: (Incropera, De Witt, 1999)

$$Nu = 0,27Ra^{1/4} \quad 3.8$$

Donde:

Ra: número de Rayleigh (adim).

Una vez determinada la ganancia térmica por las paredes de la unidad de enfriamiento, se determina la capacidad de enfriamiento en el evaporador: (Welty, 2001)

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{torre} + \dot{Q}_{paredes} \quad 3.9$$

Donde:

$\dot{Q}_{evap}$ : flujo de calor absorbido por el evaporador (W).

$\dot{Q}_{torre}$ : flujo de calor que demanda la torre de destilación (W).

$\dot{Q}_{paredes}$ : flujo de calor por las paredes de la piscina del agua de enfriamiento (W).

Tanto para determinar el calor liberado por el condensador, como para el diseño de los componentes del ciclo de refrigeración, se debe conocer la velocidad másica del

refrigerante que circulará por él. Se determina con el calor absorbido por el evaporador usando la siguiente ecuación: (Smith, et al, 2003)

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{h_e - h_s} \quad 3.10$$

Donde:

$\dot{m}_{ref}$ : flujo másico del refrigerante (kg/s).

$h_e, h_s$ : entalpías de entrada y salida del evaporador (kJ/kg).

El calor expulsado durante la condensación se obtiene haciendo un balance de energía en el condensador, el cual queda representado por la siguiente ecuación: (Incropera, De Witt, 1999)

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref}(h_e - h_s) \quad 3.11$$

Donde:

$\dot{Q}_{cond}$ : flujo de calor expulsado en el condensador (W).

$h_e, h_s$ : entalpías de entrada y salida del condensador (kJ/kg).

### **3.5. Dimensionamiento de los equipos que conforman el sistema de enfriamiento.**

#### **Especificación del equipo para la compresión.**

Inicialmente, para conocer el tipo de compresor a utilizar, se determina el trabajo de compresión, aplicándole la primera de ley de la termodinámica, despreciando los cambios de energía cinética y potencial. Quedando la ecuación como se muestra a continuación:(Smith, et al 2003)

$$W_c = \dot{m}_{ref}(h_e - h_s) \quad 3.12$$

Donde:

$W_c$ : trabajo realizado por el compresor (W).

$h_e, h_s$ : entalpías de entrada y salida del compresor (kJ/kg).

El rendimiento volumétrico se calcula utilizando la siguiente ecuación: (De la Oliva, 2009)

$$nv = 1 - 0,05 \left( \frac{Pk}{Po} \right) \quad 3.13$$

Donde:

$nv$ : Rendimiento volumétrico (adim).

$Pk$ : Presión de condensación (bar).

$Po$ : Presión de evaporación (bar).

El caudal de refrigerante se calcula mediante la ecuación: (De la Oliva, 2009)

$$Q_{ref} = v_{esp} \cdot \dot{m}_{ref} \quad 3.14$$

Donde:

$v_{esp}$ : volumen específico ( $m^3/kg$ ).

El volumen de barrido del compresor se calcula utilizando la ecuación: (De la Oliva, 2009)

$$Vb = \frac{Q_{ref}}{nv} \quad 3.15$$

Donde:

$Vb$ : volumen de barrido ( $m^3/s$ ).

Para el valor de la eficiencia mecánica ( $nm$ ) se estableció inicialmente un valor de 95%. “La Eficiencia mecánica de compresores, puede tomar valores entre 0,85 a 0,95” (Roy J Dossat. Principios de refrigeración).

La eficiencia isoentrópica del compresor se calcula mediante la siguiente ecuación: (García y Novoa, 2006)

$$ni = nm \cdot nv \quad 3.16$$

$ni$ : eficiencia isoentrópica (adim).

Para el cálculo de la potencia real del compresor se emplea la ecuación: (Smith, et al 2003)

$$W_{real} = \frac{W_{ideal}}{n_i} \quad 3.17$$

Donde:

*Wideal*: potencia ideal (kW).

Con los parámetros calculados de volumen de barrido, caudal de refrigerante y potencia real, se busca en los catálogos comerciales el compresor que se adapten o que satisfagan lo requerido por el sistema.

### **Especificación del equipo para la evaporación.**

El modelo utilizado es el propuesto por Kattan et al. (1998), presentado por Bejan y Kraus (2003) y utilizado por Mujica (2008). Este modelo es para tubos lisos horizontales e incorpora los efectos del cambio de fase en un fluido para identificar el régimen presente conociendo el mapa de estructura de flujo y la velocidad másica del refrigerante.

Para construir este mapa se calculan las velocidades másicas para cada uno de los flujos (burbujeante, neblina, ondulado y estratificado), y luego se grafican en función de la calidad de vapor. Las ecuaciones para cada tipo de régimen se encuentran en Bejan y Kraus (2003), y cada una de ellas, se presentan a continuación:

- Para flujo burbujeante:

$$G_{Burbuj} = \left( \frac{256.AVd.ALd^2.Di^{1,25}.\rho_l.(\rho_l-\rho_v).g}{0,3164.(1-x)^{1,75}.\pi^2.Pid.\mu_{liq}^{0,25}} \right)^{1/1,75} \quad 3.18$$

Donde:

$G_{Burbuj}$ : velocidad másica para flujo burbujeante (kg/m<sup>2</sup>s).

AVd: parámetro de la sección transversal ocupada por el vapor (adim).

ALd: parámetro de la sección transversal ocupada por el líquido (adim).

Pid: perímetro ocupado por el líquido (adim).

$\rho_l$ ,  $\rho_v$ : densidad de líquido y de vapor respectivamente (kg/m<sup>3</sup>).

x: calidad de vapor (adim).

$\mu_{liq}$ : viscosidad de líquido (Pa.s).

- Para flujo de neblina:

$$G_{neblina} = \left( \frac{7680 \cdot AVd^2 \cdot Di \cdot \rho_l \cdot \rho_v \cdot g}{x^2 \cdot \pi^2 \cdot \varepsilon_{ph}} \cdot \left( \frac{Fr}{We} \right)_l \right)^{0,5} \quad 3.19$$

Donde:

$G_{neblina}$ : velocidad másica (kg/m<sup>2</sup>s).

$\varepsilon_{ph}$ : factor de fricción

$$\varepsilon_{ph} = \left( 1,138 + 2 \cdot \log \left( \frac{\pi}{1,5 \cdot ALd} \right) \right)^{-2} \quad 3.20$$

We: número de Weber.

Fr: radio de inercia para las fuerzas de tensión:

$$\left( \frac{Fr}{We} \right)_l = \frac{g \cdot Di^2 \cdot \rho_l}{\sigma} \quad 3.21$$

Donde:

$\sigma$ : tensión superficial (N/m).

- Para flujo ondulado :

$$G_{ondulado} = \left[ \frac{16 \cdot AVd^3 \cdot Di \cdot \rho_l \cdot \rho_v \cdot g}{x^2 \cdot \pi^2 \cdot (1 - (2 \cdot hLd - 1)^2)^{0,5}} \cdot \left( \frac{\pi^2 \cdot (1-x)^{-F_1}}{25 \cdot hLd^2} \cdot \left( \frac{We}{Fr} \right)_l^{-F_2} + 1 \right) \right]^{0,5} + 50 - 75 \cdot \exp \left( - \frac{(x^2 - 0,97)^2}{x \cdot (1-x)} \right) \quad 3.22$$

Donde:

$F_1, F_2$ : parámetro del efecto del calor al inicio del régimen anular (adim).

$$F_{1(q)} = 646,0 \cdot \left( \frac{q}{q_{DNB}} \right)^2 + 64,8 \cdot \left( \frac{q}{q_{DNB}} \right) \quad 3.23$$

$$F_{2(q)} = 18,8 \cdot \left( \frac{q}{q_{DNB}} \right) + 1,023 \quad 3.24$$

$$q_{DNB} = 0,131 \cdot \rho_v^{0,5} \cdot h f g \cdot (g \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot \sigma)^{1/4} \quad 3.25$$

Donde:

q: calor por unidad de área (W/m<sup>2</sup>).

- Para flujo estratificado:

$$G_{estrat} = \left( \frac{226,3^2 \cdot ALd \cdot AVd^2 \cdot \rho_v \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot \mu_{liq}}{x^2 \cdot (1-x) \cdot \pi^3} \right)^{1/3} + 20x \quad 3.26$$

Donde:

$G_{estrat}$ : velocidad másica para flujo estratificado ( $\text{kg/m}^2\text{s}$ ).

Una vez construido el mapa de flujo se procede a la obtención de los coeficientes de transferencia de calor:

- Para flujo estratificado-ondulado:  
Se calcula el coeficiente de ebullición nucleada con la ecuación 2.6, seguido de la ecuación 2.7 para determinar el de ebullición convectiva. Con las ecuaciones 2.5 y 2.8 se calcula el correspondiente para perímetro mojado y para el vapor respectivamente. Finalmente se utiliza la ecuación 2.4.
- Para flujo estratificado  
Se aplica el procedimiento explicado anteriormente teniendo en cuenta que el ángulo seco es igual al estratificado.
- Para flujo anular e intermitente  
Se utilizan las mismas ecuaciones expuestas anteriormente con la excepción que el ángulo seco es igual a cero ( $\theta_{seco} = 0$ ), y el espesor de película anular se considera que está distribuido de manera uniforme.

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor ( $h_{tp}$ ), se supone una longitud de tubería. Se calculan cada una de las velocidades másicas para cada régimen y se construye el mapa de régimen de flujo del refrigerante. Luego se obtienen el coeficiente de transferencia de calor para el perímetro húmedo ( $h_{liq}$ ), para ebullición nucleada ( $h_{ne}$ ), convectiva ( $h_{ce}$ ) y para la fase de vapor ( $h_{vap}$ ), con las ecuaciones 2.5, 2.6, 2.7, 2.8 respectivamente. Por último, con la ecuación 2.4 se tiene el coeficiente de transferencia de calor para cada calidad de vapor.

Los coeficiente ( $h_{tp}$ ) obtenidos se promedian para determinar el coeficiente convectivo interno que se utilizará en la siguiente ecuación para despejar la temperatura de pared interna. Se utiliza la ecuación de flujo de calor por convección interna presentada por Incropera, De Witt (1999):

$$\dot{Q} = L \cdot \pi \cdot Di \cdot hi \cdot (T_m - T_w) \quad 3.27$$

Donde:

L: longitud de tubería (m).

Di: diámetro interno de la tubería (m).

hi: coeficiente convectivo interno (W/m<sup>2</sup>K).

Tm: temperatura del medio (K).

Tw: temperatura de pared (K).

La temperatura de pared externa se calcula utilizando la ecuación encontrada en Incropera y De Witt (1999), para flujo de calor por conducción en un cilindro.

$$\dot{Q} = \frac{Tw_i - Tw_o}{\frac{\ln(D_o/D_i)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L}} \quad 3.28$$

Dónde:

Do: diámetro externo de la tubería (m).

Di: diámetro interno de la tubería (m).

k: conductividad térmica del material de la tubería (W/mK).

Tw<sub>i</sub>: temperatura de pared interna (K).

Tw<sub>o</sub>: temperatura de pared externa (K).

Se determina el número de Nusselt con la ecuación (3.29), propuesta por Churchill y Chu presentada en Incropera y De Witt (1999), para cilindros horizontales largos que abarca un amplio rango de números de Rayleigh. Seguidamente se determina el coeficiente convectivo externo con la ecuación 3.5.

$$Nu_u = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad 3.29$$

Donde:

Ra: número Rayleigh (adim).

Pr: número de Prandtl (adim).

Finalmente se hace un balance de energía desde el interior de la tubería hasta el medio exterior. Como se muestra en la Figura 3.1, se tienen tres resistencias térmicas; dos convectivas interna y externa y la resistencia por conducción. Por lo tanto, la ecuación usada para determinar el flujo de calor radial a la superficie de la tubería es la siguiente, obtenida de Incropera y De Witt (1999):

$$\dot{Q} = \frac{T_{mi} - T_{wo}}{\frac{1}{\pi \cdot D_i \cdot L \cdot h_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{\pi \cdot D_o \cdot L \cdot h_o}} \quad 3.30$$

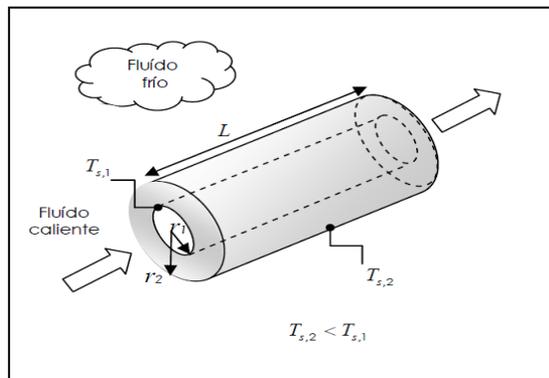
Donde:

$D_o$ : diámetro externo de la tubería (m).

$h_i, h_o$ : coeficiente convectivo interno o externo ( $W/m^2K$ ).

$T_{mi}$ : temperatura del medio interior (K).

$T_{wo}$ : temperatura del medio exterior (K).



Fuente: Incropera y De Witt, 1999.

### Figura 3.1. Cilindro hueco con condiciones convectivas en la superficie.

El flujo de calor obtenido con la ecuación 3.30, se compara con el intercambio térmico en el evaporador estimado por la ecuación 3.9; cuando sean iguales, se obtiene la longitud de la tubería. Se debe tener en cuenta que la relación entre la longitud y diámetro del serpentín no debe ser mayor que 2000 para evitar pérdidas de carga en el evaporador (Rapin y Jacquard, 1997).

El serpentín que estará ubicando dentro del tanque del agua de enfriamiento tendrá la forma de espiral, por lo que Prado (2005) recomienda que el diámetro de la espira circular del serpentín ( $D_s$ ) sea el 75 % del diámetro del recipiente donde estará sumergido ( $D_{tanque}$ ).

### **Especificación del dispositivo de expansión.**

El dispositivo de expansión requerido por el sistema da el caudal de refrigerante ( $Q_{ref}$ ), adecuado a la potencia frigorífica que debe desarrollar el evaporador en las condiciones de funcionamiento previstas. Por otro lado, no se puede obviar el fenómeno del subenfriamiento porque se evita la formación de burbujas de vapor en el refrigerante que alimenta la válvula de expansión y aumenta el rendimiento del sistema de esta manera se logra que el refrigerante llegue al evaporador con una menor calidad de vapor.

El primer paso para la especificación de la válvula de expansión es establecer las temperaturas de condensación, evaporación y la de entrada del refrigerante a la válvula de expansión para esta temperatura se utiliza la siguiente ecuación: (De la Oliva, 2009)

$$T_{env} = T_k - \Delta S \quad 3.31$$

Donde:

$T_{env}$ : temperatura de entrada del refrigerante a la válvula (°C).

$T_k$ : temperatura de condensación (°C).

$\Delta S$ : grado de subenfriamiento (°C).

Según la guía de cálculo y diseño de líneas de refrigeración de Termoven, para evitar la formación de gas en la tubería, el líquido debe subenfriarse entre 5°C a 10°C. el valor de subenfriamiento establecido es de 10 °C.

A partir de las temperaturas de evaporación y condensación, utilizando las tablas de propiedades del refrigerante R134a se determinan las presiones de evaporación y condensación para el refrigerante. (Apéndice D)

La caída de presión en el exterior de la válvula se calcula mediante la siguiente ecuación: (De la Oliva, 2009)

$$\Delta P = P_k - P_o - \Delta P_{liq} \quad 3.32$$

Donde:

$\Delta P$ : caída de presión. (PSI)

$\Delta P_{liq}$ : pérdidas por cargas en la línea de líquido (PSI)

Para el cálculo de las pérdidas por cargas en la línea de líquido se utilizan la longitud de la tubería, diámetro de la tubería y las gráficas de la guía de cálculo y diseño de líneas de refrigeración de Termoven para obtener el valor de las pérdidas. (Apéndice D)

Con la temperatura de entrada a la válvula calculada con la ecuación 3.31 se trabaja con las tablas para refrigerante R134a del catálogo de válvulas de expansión Sporlan 201, donde se obtiene F1 el primer factor de corrección por temperatura, luego con el valor de caída de presión obtenido mediante la ecuación 3.32 y utilizando nuevamente las tablas se localiza el factor de corrección F2 por presión (Apéndice D). Estos factores se utilizan en la ecuación 3.33 (De la Oliva, 2009), con la cual se determina la potencia nominal de la válvula.

$$P_{nv} = Q_{eva} * F1 * F2 \quad 3.33$$

Donde:

*P<sub>nv</sub>*: potencia nominal de la válvula. (kW)

*F1*: factor de corrección por temperatura del líquido. (adim)

*F2*: factor de corrección por presión. (adim)

Con la potencia nominal, y la temperatura de evaporación se consultan los catálogos de Sporlan para seleccionar la válvula que satisfaga lo requerido por el sistema.

### **Dimensionamiento de la válvula solenoide.**

Para el dimensionamiento de la válvula solenoide que se va a ubicar antes de la válvula de expansión en la línea de líquido del sistema, se deben utilizar las siguientes ecuaciones:

Cálculo del factor referido al caudal de la válvula de solenoide *K<sub>v</sub>* (Catálogo de válvulas Parker, 2010):

$$K_v = Q \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta P}} \quad 3.34$$

Donde:

*Q*: caudal que pasa por la válvula (m<sup>3</sup>/h)

$\gamma$ : peso específico (kg/dm<sup>3</sup>)

$\Delta P$ : caída de presión en la válvula (bar)

En el caso de líquidos cuya viscosidad es superior a 3°E (22 cSt) el Kv se modifica de acuerdo a la ecuación: (catálogo de válvulas Parker, 2010)

$$Kv1 = Kv + \frac{\delta * \sqrt{Kv}}{200 * Q} + 1 \quad 3.35$$

Donde:

C: Factor de corrección (adim).

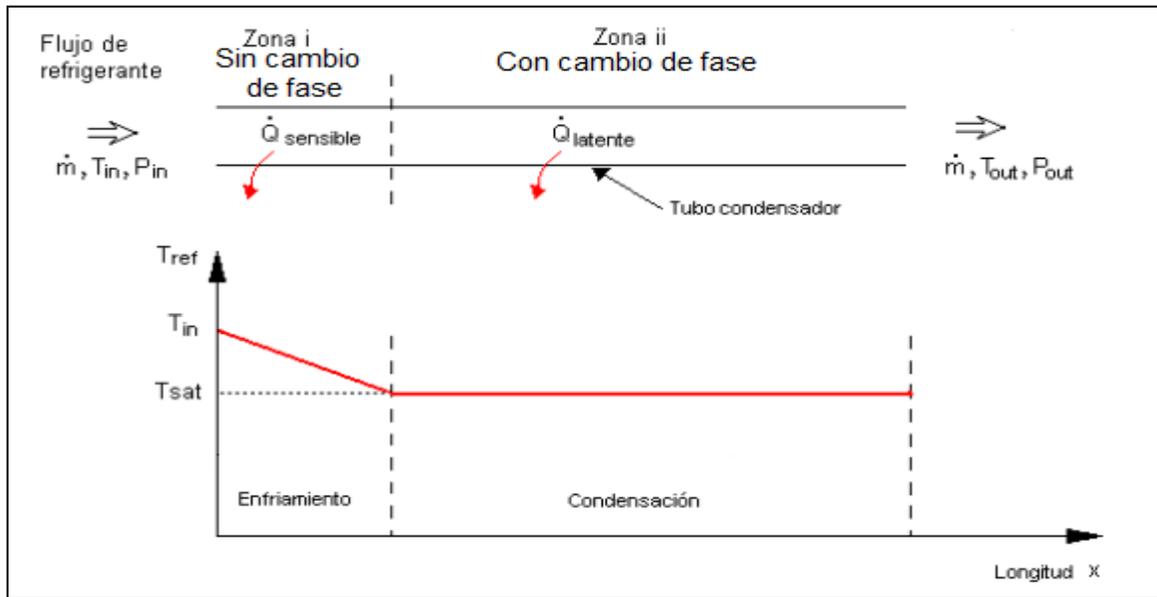
Cálculo del factor C: (catálogo de válvulas Parker, 2010)

$\delta$ : Viscosidad cinemática del fluido (cSt).

A partir del valor de Kv1 calculado, la presión de condensación y la potencia frigorífica se busca en el catálogo para válvulas solenoides Parker, la que se adecue a las necesidades del sistema.

### **Especificación de equipo de condensación.**

La especificación del equipo se basa en hallar el área de transferencia de calor necesaria para evacuar la cantidad de calor para enfriar el refrigerante en las zonas i y para condensar el fluido refrigerante en la zona ii, de la figura 3.2; por lo tanto, se divide el cálculo en dos zonas.



Fuente: Olmos, 2007.

**Figura 3.2. Zonas en las que se divide el proceso de condensación.**

En la primera zona, el vapor de refrigerante proveniente del compresor se enfría desde la condición de vapor sobrecalentado hasta la de vapor saturado, retirando así calor sensible que se calcula aplicando la ecuación 3.1 para las condiciones antes descritas. Luego mediante un proceso iterativo se determina la longitud de tubería necesaria para disipar el calor calculado por la ecuación 3.36. (Incropera y De Witt, 1999)

$$\dot{Q}_{monofásico} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{sc} - h_{vsat}) \quad 3.36$$

Donde:

$\dot{Q}_{monofásico}$ : intercambio térmico en la zona i (sin cambio de fase) (W).

$h_{sc}$ : entalpía a la salida del compresor (kJ/kg).

$h_{vsat}$ : entalpía de vapor saturado a la temperatura de condensación (kJ/kg).

En la zona ii el refrigerante (vapor), pierde calor latente y condensa hasta líquido saturado, presentándose flujo bifásico hasta la salida del condensador. El intercambio térmico, se determina por la siguiente ecuación: (Incropera y De Witt, 1999)

$$\dot{Q}_{bifásico} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{vsat} - h_{lsat}) \quad 3.37$$

Donde:

$\dot{Q}_{bifasico}$ : flujo de calor con cambio de fase (W).

$h_{vsat}$ : entalpía de vapor saturado a la temperatura de condensación (kJ/kg).

$h_{lsat}$ : entalpía de líquido saturado a la temperatura de condensación (kJ/kg).

Al igual que en la primera etapa, se realiza un procedimiento iterativo para determinar la longitud de tubería. El cálculo de la longitud total de tubería se obtiene como la suma de la longitud obtenida para flujo monofásico y para flujo bifásico.

Comercialmente se puede hacer una preselección de la unidad condensadora con la potencia del compresor y la carga térmica que debe manejar el condensador, así se puede conocer las consideraciones del equipo para luego determinar la longitud específica de la tubería en el condensador.

Una vez identificado el condensador a usar, se determina la longitud total de tubería que garantice la transferencia de calor para llevar el refrigerante a líquido saturado. Para el cálculo se considera convección forzada interna y externa a un tubo aleteado dispuesto horizontalmente.

En el tramo de flujo monofásico la iteración comienza determinando las propiedades del refrigerante a la temperatura media. Luego el coeficiente convectivo se obtiene por la ecuación 3.5, calculando primero el número de Nusselt con la ecuación propuesta por Petukhov y Popov presentada por Incropera y De Witt (1999), para régimen turbulento ( $Re > 10000$ ).

$$N_u = \frac{\left(\frac{f}{8}\right).Re.Pr}{1,07 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad 3.38$$

Donde:

$N_u$ : número de Nusselt (adim).

$Re$ : número de Reynolds (adim).

$Pr$ : número de Prandtl (adim).

$f$ : factor de fricción (adim).

La ecuación 3.38 es válida para números de Prandtl entre el rango (0,5-2000) y para Reynolds comprendidos entre 10000 y  $5 \times 10^6$ . Incropera y De Witt (1999),

presentan una correlación para determinar el factor de fricción que abarca un amplio rango de número de Reynolds ( $3000 < Re < 5 \times 10^6$ )

$$f = (0,790 \cdot \ln(Re) - 1,64) \quad 3.39$$

Se supone la temperatura de pared externa, para obtener la temperatura de película a la cual se evalúan las propiedades del aire para la convección externa. El número de Nusselt se determina por la correlación propuesta por Churchill y Bernstein en Incropera y De Witt (1999), que es válida para todo  $Re \cdot Pr > 0,2$ .

$$Nu = 0,3 + \frac{0,62 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Re}{282,000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad 3.40$$

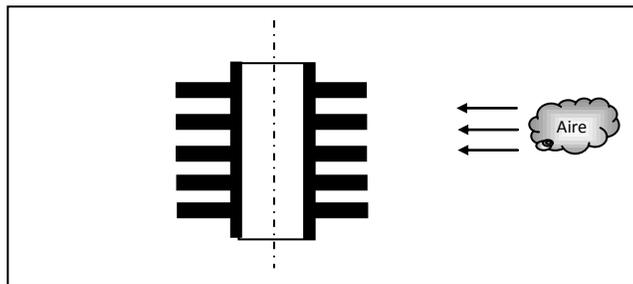
Donde:

$Nu$ : número de Nusselt (adim).

Re: número de Reynolds (adim).

Pr: número de Prandtl (adim).

El coeficiente convectivo externo se obtiene usando la ecuación 3.5 y se plantea un balance de energía desde el interior de la tubería hasta el medio exterior considerando las resistencias térmicas existentes y que se tiene un sistema aleteado como se muestra en la figura 3.3.



Fuente: Incropera y De Witt, 1999.

**Figura 3.3. Esquema de un corte transversal de la tubería aleteada.**

Dependiendo del tipo y cantidad de aletas que se tenga, se determinan los parámetros característicos del sistema aleteado, como: longitud corregida, eficiencia y el área de la aleta. Suponiendo longitud de tubería se calcula la transferencia de calor mediante la ecuación 3.41, que será comparado con el calor de flujo monofásico (ecuación 3.40). (Incropera y De Witt, 1999)

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T_{ml}}{\frac{1}{\pi D_i h_i L} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k t L} + \frac{1}{(A_o + s N_a n_a) h_o}} \quad 3.41$$

Donde:

$\Delta T_{ml}$ : promedio logarítmico de la diferencia de temperatura (K)

$D_o$ : diámetro externo de la tubería (m).

$D_i$ : diámetro interno de la tubería (m).

$kt$ : conductividad térmica del material de la tubería (W/mK).

$A_o$ : área libre de aletas (m<sup>2</sup>).

$N_a$ : número de aletas por metro de tubería (aleta/m).

$n_a$ : eficiencia de la aleta (adim).

$s$ : área de una aleta (m<sup>2</sup>).

$h$ : coeficiente convectivo (W/m<sup>2</sup>K).

Seguidamente se despeja la temperatura de pared externa de la ecuación 3.46 ésta será el nuevo valor para la siguiente iteración que termina al coincidir el calor calculado con la ecuación 3.41, con el que se obtuvo de la ecuación 3.36. (Incropera y De Witt, 1999)

$$\dot{Q} = h_o \cdot (T_{aire} - T_{wo}) \cdot [A_o + s \cdot N_a \cdot n_a] \quad 3.42$$

Donde:

$T_{aire}$ : temperatura del aire exterior (K).

Para determinar la longitud de tubería para flujo bifásico igualmente se aplica una iteración. Se determina el tipo de flujo presente durante la condensación por la correlaciones propuestas por Dobson y Chato en 1998 presentada por Bejan y Kraus (2003). Utilizando como criterio para identificar el régimen de flujo, el número de Froude, propuesto por Soliman en 1982, que están representados por las ecuaciones 2.1 y 2.2.

En Bejan y Kraus (2003), expone que Soliman concluyó que para flujo ondulado el número de Froude ( $Fr_{so}$ ), debe ser menor a siete, mientras que para mayores, existe un flujo anular. Dobson por su arte, consideró un número de Froude ( $Fr_{so}$ ), igual a siete es un buen indicador para flujo en transición.

Dobson y Chato dividen el fenómeno de condensación en dos regiones: una de flujo anular y otra de flujo ondulado, no toma en cuenta el flujo en transición, y propone dos ecuaciones para determinar el número de Nusselt:

- Para flujo anular: (Bejan y Kraus, 2003)

$$Nu_{Anular} = 0,023 \cdot Re_l^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4} \cdot \left[ 1,0 + \frac{2,22}{X_{tt}^{0,889}} \right] \quad 3.43$$

- Para flujo ondulado: (Bejan y Kraus, 2003)

$$Nu_{Ondulado} = \frac{0,023 \cdot Re_v^{0,12}}{1 + 1,11 \cdot X_{tt}^{0,58}} \cdot \left[ \frac{Ga \cdot Pr_l}{Ja_l} \right]^{0,25} \cdot \left( 1 - \theta_1 / \pi \right) \cdot Nu_{forced} \quad 3.44$$

Donde:

$Nu_{Anular}$ : Número de Nusselt para flujo anular.

El proceso iterativo comienza suponiendo la temperatura de pared interna, las propiedades del refrigerante se obtienen a temperatura media, seguidamente se determina el parámetro de Martinelli y el número de Galileo, por medio de las ecuaciones 3.49 y 3.50 respectivamente.

$$X_{tt} = \left( \frac{\rho_{vap}}{\rho_{liq}} \right)^{0,5} \cdot \left( \frac{\mu_{liq}}{\mu_{vap}} \right)^{0,125} \cdot \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,875} \quad 3.45 \quad (\text{Bejan y Kraus, 2003})$$

$$Ga = \frac{g \cdot \rho_{liq} \cdot (\rho_{liq} - \rho_{vap}) \cdot Di}{\mu_{liq}} \quad 3.46 \quad (\text{Bejan y Kraus, 2003})$$

Se calcula el Reynolds y dependiendo de su resultado se determina la ecuación a usar para calcular el número de Froude, sea la ecuación 2.1 ó 2.2. Luego de saber el régimen de flujo que se tiene, se determina el número de Nusselt con las ecuaciones 3.43 ó 3.44. Seguidamente se utiliza la ecuación 3.5 para el coeficiente convectivo interno. El proceso se repite suponiendo cada calidad de vapor, para así tener los regímenes de flujo a lo largo de la tubería y sus respectivos coeficientes convectivos, que al final se promedian.

Una vez obtenido el coeficiente convectivo interno se sigue el mismo procedimiento que el utilizado para el cálculo de la longitud de tubería en flujo

monofásico. El proceso iterativo finaliza al ser iguales los valores de calor obtenidos por medio de las ecuaciones 3.37 y 3.41.

### **Dimensionamiento de las tuberías del ciclo**

El sistema de tubería en el ciclo de refrigeración se divide en: descarga (salida del compresor), aspiración y de líquido (de alta presión). Para determinar el diámetro, y la velocidad del fluido se emplean las gráficas de dimensionamiento que se encuentran en la guía de dimensionamiento gráfico de tuberías de refrigeración para R134a (Apéndice D). Las gráficas requieren la capacidad frigorífica del sistema y la longitud de cada tramo del sistema de conexión para hacer el dimensionamiento. Luego se normalizan usando las tablas de diámetros de tuberías de la guía colección de tablas y gráficas de tecnología frigoríficas (Apéndice D).

### **Sobrecalentamiento en el ciclo de refrigeración**

Para Yanez (2010), los equipos de refrigeración tradicionales, donde se utilizan válvulas de termo-expansión, el sobrecalentamiento variará entre 8°C y 20 °C, mientras que en los sistemas novedosos, que utilizan válvulas de expansión electrónicas, varía entre 5 y 10 °F. Un sobrecalentamiento bajo indica que el refrigerante no absorbió suficiente calor en el evaporador para convertirlo en gas y si es excesivo, alrededor de los 20°C a los 30°C, indica que el refrigerante ha recogido más calor de lo normal o que el evaporador está estrangulado de gas refrigerante.

Las posibles causas para esta situación pueden incluir una válvula de expansión dañada, baja carga de gas refrigerante, un tapón o una restricción en el sistema de refrigeración, humedad o aire en el sistema, un filtro deshidratador bloqueado, un condensador sucio, un evaporador sobrecargado. Por las razones expuestas para el diseño se fija 10 °C de sobrecalentamiento.

### **3.6. Verificación y comprobación de las condiciones del sistema de refrigeración usando un software de simulación.**

Se identifican y analizan los diferentes software comerciales utilizados para la representación de sistemas de refrigeración, con la finalidad de elegir la herramienta de

simulación que se adecue a las condiciones de operación del ciclo por comprensión. Una vez seleccionada la herramienta computacional se especifica el tipo de ciclo, y las variables independientes para el simulador, que son: temperatura de condensación, temperatura de evaporación, refrigerante, capacidad calorífica.

Se introducen los parámetros necesarios para la ejecución de la simulación y se hace una verificación de los datos comparándolos con los resultados de los cálculos realizados en los objetivos anteriores, con el propósito de estimar la congruencia de los datos obtenidos.

### 3.7. Determinación de los costos asociados con el diseño del sistema de refrigeración.

Para llevar a cabo el diseño del sistema de refrigeración se realizaron los cálculos pertinentes para determinar las condiciones y parámetros de operación de los equipos que lo conforman. Luego se estandarizan los resultados para así, determinar el funcionamiento real del sistema.

Como se realiza en todo estudio económico asociado al costo del diseño o construcción de un proyecto en específico. Se busca información a través de consultas a empresas relacionadas con la refrigeración, a fabricantes especializados en la materia, mediante catálogos, procurando que la información fuese lo mas actual y confiable posible. De esta manera se logró recolectar información de los costos asociados al sistema de refrigeración, que serán expuestos detalladamente en las tablas que se presentan a continuación:

**Tabla 3.7 Equipos que conforman el sistema de enfriamiento**

| Sistema de enfriamiento | Elementos |  | Cantidad | Precio Bs |
|-------------------------|-----------|--|----------|-----------|
|                         | Equipo    |  |          |           |
|                         |           |  |          |           |
|                         |           |  |          |           |
|                         |           |  |          |           |
|                         |           |  |          |           |
|                         |           |  |          |           |

|              |  |  |
|--------------|--|--|
|              |  |  |
| <b>Total</b> |  |  |

**Tabla 3.8 Equipos y accesorios que conforman el sistema eléctrico**

| <b>Sistema eléctrico</b> | <b>Elementos</b>           |  | <b>Cantidad</b> | <b>Precio Bs</b> |
|--------------------------|----------------------------|--|-----------------|------------------|
|                          | <b>Equipo y accesorios</b> |  |                 |                  |
|                          |                            |  |                 |                  |
|                          |                            |  |                 |                  |
|                          |                            |  |                 |                  |
|                          |                            |  |                 |                  |
| <b>Total</b>             |                            |  |                 |                  |

**Tabla 3.9 Costo global asociado al diseño del sistema de enfriamiento**

| <b>Elementos</b>    |  | <b>Precio Bs</b> |
|---------------------|--|------------------|
| <b>Sistemas</b>     |  |                  |
| <b>Refrigerante</b> |  |                  |
| <b>Total</b>        |  |                  |

### **3.8. Propuesta de una experiencia práctica y elaboración de una guía instruccional.**

En esta fase se identifican los aspectos, definiciones y parámetros más importantes relacionados con la refrigeración y control de ciclos por compresión de vapor, con la

finalidad de determinar el alcance que se quiere lograr con la experiencia práctica y definir la estructura de la guía instruccional.

Una vez determinados los conceptos básicos se plantea una práctica que se relacione estrechamente con el sistema propuesto presentando sus objetivos, método operatorio y marco teórico. La experiencia práctica seleccionada propone las herramientas y estructura para la toma de datos y observaciones generales del proceso general. Se especifican las estrategias metodológicas y de evaluación de la práctica, considerando el tiempo estimado para su ejecución.

## CAPÍTULO IV. ANÁLISIS DE RESULTADOS

*En esta sección se presentan todos los resultados obtenidos de cada uno de los objetivos propuestos, así como su análisis e interpretación.*

### **4.1. Identificación de las necesidades actuales y de las condiciones de operación de la torre de destilación por carga.**

La torre de destilación estudiada cuenta con una columna de rectificación, un calderín, reóstato, rotámetro, condensador, enfriador y termopares instalados en distintos puntos del sistema que permiten la supervisión de la temperatura. Las conexiones y tuberías del agua de enfriamiento constan de mangueras transparentes de pvc. El sistema actual de refrigeración que tiene la torre está formado por un tanque cilíndrico de almacenamiento de agua, un aerorefrigerante, un ventilador y una bomba que hace circular el agua.

Inicialmente se encendió la bomba para hacer circular el agua de enfriamiento; durante este procedimiento se observó que existían fugas de agua en las conexiones de entrada y salida al enfriador y al condensador de tope debido a la falta de mantenimiento del equipo. Por tal razón, se cambió e instaló nuevamente el sistema de tuberías. Y se instalaron termopares en la succión y descarga de la bomba, a la entrada y salida del enfriador y a la salida de condensador, con la finalidad de conocer la diferencia de temperatura que experimenta el agua en su recorrido por cada uno de los equipos que conforman el sistema de enfriamiento.

Siguiendo el método operatorio y las condiciones de operación propuestas por Casas (2008), se pone en marcha el proceso de destilación, utilizando la misma mezcla binaria etanol-agua usada inicialmente durante el diseño de la torre.

**Tabla 4.1 Propiedades de la mezcla binaria etanol-agua alimentada al calderín para realizar la destilación.**

| <b>Volumen de la mezcla<br/>(<math>V \pm 0,5</math>) mL</b> | <b>Índice de refracción<br/>(<math>I_r \pm 0,0001</math>) adim</b> | <b>Composición molar de<br/>etanol<br/>(<math>x \pm 0,01</math>) adim</b> |
|---|--|---|
| 3000,0  | 1,3500   | 0,13  |

Un paso importante en la destilación es la estabilización de la torre de rectificación, y se obtiene cuando las temperaturas de calderín, medio y tope de la torre

se mantienen constantes. En la tabla 4.2 se comparan estas temperaturas con las de la caracterización original.

**Tabla 4.2. Comparación de las temperaturas de estabilización en la torre de destilación.**

| Punto de estudio | Temperatura de estabilización                           |                                      | Porcentaje de desviación (D ± 0,01) % |
|------------------|---|--------------------------------------|---------------------------------------|
|                  | Caracterización Casas (2008) (Te <sub>o</sub> ± 0,1) °C | Caracterización actual (Te ± 0,1) °C |                                       |
| <b>Tope</b>      | 76,4  | 75,8                                 | 0,79                                  |
| <b>Medio</b>     | 76,7  | 77,1                                 | 0,52                                  |
| <b>Calderín</b>  | 80,9  | 96,9                                 | 19,78                                 |

Las desviaciones de temperaturas en el tope y medio de la torre presentan una diferencia significativa con la caracterización original; sin embargo, se observa una desviación apreciable en las temperaturas de estabilización del calderín, que se puede atribuir a los siguientes factores:

- La composición de etanol de la mezcla alimentada para la destilación fue menor, por lo que el equilibrio entre el vapor y el líquido se vió alterado, provocando alteraciones en el punto de ebullición y en la temperatura dentro del calderín.
- El equipo que suministra la energía a la manta que calienta al rehervidor (calderín), pudo no haber estado funcionando adecuadamente, lo que generó la variación de temperatura.
- Contaminación de la mezcla a destilar durante el proceso de alimentación al calderín, aumentando la temperatura para la separación de los componentes.

El tiempo de estabilización para una torre de destilación, es el intervalo que tarda el sistema en lograr que las temperaturas del calderín, medio, y tope sean constantes. El tiempo obtenido por Casas (2008), fue de (47,28 ± 0,01) min, el que se obtuvo durante esta investigación fue de (53,00 ± 0,01) min, observando que existe discrepancia entre estos valores.

Esta diferencia demuestra que el tiempo utilizado por la columna fraccionadora para vencer la pérdida de carga del vapor al ascender y llegar al cabezal de destilación, es mayor, indicando que el proceso de condensación no se está llevando a cabo correctamente. En el condensador se utiliza un fluido enfriador en sentido ascendente, circulando por tubos sin estar en contacto directo con el vapor, donde el gradiente de temperatura que se genera entre el vapor que sube por la columna y las paredes por donde circula el fluido frío origina la presencia de gotas de destilado.

De acuerdo a lo expuesto anteriormente se evidencia que en la torre el fluido enfriador no está generando el gradiente de temperatura para que pueda condensar el vapor, debido a que el tiempo de destilación y de equilibrio en la torre es mayor. Por tal razón, en esta investigación se analizó el tiempo y volumen de destilado de la torre comparando los resultados obtenidos con los de Casas (2008), a fin de determinar si su funcionamiento es el adecuado. Los resultados se pueden observar en la tabla siguiente.

**Tabla 4.3. Comparación de los tiempos de destilación, volúmenes e índice de refracción del destilado.**

| <b>Parámetro a evaluar</b>                                | <b>Caracterización inicial</b> | <b>Caracterización actual</b> | <b>Porcentaje de desviación (D ± 0,01) %</b> |
|---|--------------------------------|-------------------------------|--|
| <b>Volumen de destilado (V<sub>D</sub> ± 0,5) mL</b>      | 725,0                          | 30,3                          | 95,82  |
| <b>Tiempo de destilación (t<sub>D</sub> ± 0,01) s</b>     | 3816,22                        | 4763,98                       | 24,84  |
| <b>Índice de refracción (I<sub>r</sub> ± 0,0001) adim</b> | 1,3636                         | 1,3633                        | 0,03   |

De acuerdo a lo obtenido en la tabla 4.3, se observa un aumento en el tiempo de destilado con respecto al logrado por Casas (2008); también se aprecia que el volumen de destilado en esta investigación es mucho menor, evidenciando así un bajo rendimiento de la torre. La eficiencia en la destilación puede depender del proceso en el condensador, debido a que durante la separación en la columna el componente más

volátil asciende hasta el tope de la torre, donde ocurre el intercambio térmico entre el vapor ascendente y el medio refrigerante, generando el gradiente de temperatura que origina la condensación del componente que se pretende destilar y de este modo se obtiene un volumen de destilado.

Los valores obtenidos durante la experiencia con esta torre demuestran que existen irregularidades que afectan el rendimiento de ella, entre las que se encuentra el proceso de condensación en el tope de la torre, que en esta investigación es el principal objeto de estudio. A partir del bajo volumen de destilado obtenido en un tiempo elevado se demuestra que el agua de enfriamiento no está generando el gradiente de temperatura para la condensación, permitiendo la pérdida de carga del vapor ascendente por el tope de la torre, ocasionando así la disminución en el producto destilado.

Como el punto de estudio de la torre es el bajo volumen de destilado que se atribuye al mal funcionamiento del proceso de condensación que se lleva a cabo en el tope de la torre. Es por ello que se precisa de un análisis donde se especifiquen los equipos y las causas que generan esta irregularidad. Para éste análisis se trabajó con el sistema de enfriamiento de la torre, incluyendo todos los equipos que lo conforman, como tanque almacenador de agua de enfriamiento, sistema de refrigeración, bomba, condensador principal y enfriador.

Durante el estudio del sistema se toman las temperaturas en la entrada y salida de los equipos que generan mayor intercambio térmico: la bomba, el enfriador y el condensador. De tal manera supervisar la temperatura del agua de enfriamiento al transcurrir el tiempo de operación y durante su paso por estos equipos. Como era de esperarse, el sistema de enfriamiento acoplado a la torre actualmente no satisface los requerimientos de un proceso de destilación; esto se ve reflejado en los valores obtenidos de temperatura para cada equipo (ver Apéndice B). La tabla siguiente presenta los valores finales de la temperatura a la entrada y salida para cada equipo de intercambio térmico del sistema de enfriamiento.

**Tabla 4.4. Temperaturas a la entrada y salida de cada equipo del sistema de enfriamiento al finalizar el proceso de destilación.**

| Tiempo<br>( $t \pm 0,01$ )<br>min | Temperatura en la<br>bomba<br>( $T_B \pm 0,1$ ) °C |          | Temperatura en<br>el enfriador<br>( $T_E \pm 0,1$ ) °C |        | Temperatura en<br>el condensador<br>( $T_C \pm 0,1$ ) °C |        | Temperatura<br>final del<br>tanque<br>( $T_T \pm 0,1$ ) °C |
|-----------------------------------|--|----------|--|--------|--|--------|--|
|                                   | Succión  | Descarga | Entrada  | Salida | Entrada  | Salida |  |
| 132,00                            | 63,3   | 64,4     | 64,6   | 65,4   | 65,4   | 66,0   | 66,0   |

De acuerdo a los valores obtenidos al finalizar la experiencia, se demuestra que el sistema de enfriamiento es la causa de la baja eficiencia de la torre de destilación, evidenciándose por los valores de las temperaturas que alcanza el agua al terminar la experiencia, las cuales van en aumento a medida que transcurre la operación; esta aseveración se basa en el dato obtenido al inicio de la experiencia, donde se registró una temperatura del agua en el tanque de  $(28,0 \pm 0,1)$  °C. El aumento de la temperatura del agua de enfriamiento afecta el rendimiento de la torre, porque a medida que el agua aumenta de temperatura el gradiente generado de temperatura, entre el vapor ascendente y el fluido enfriador disminuye, causando bajas en el flujo de condensado y aumentado la pérdida de carga del componente más volátil por el tope de la torre; esto impide obtener mayor volumen de producto destilado.

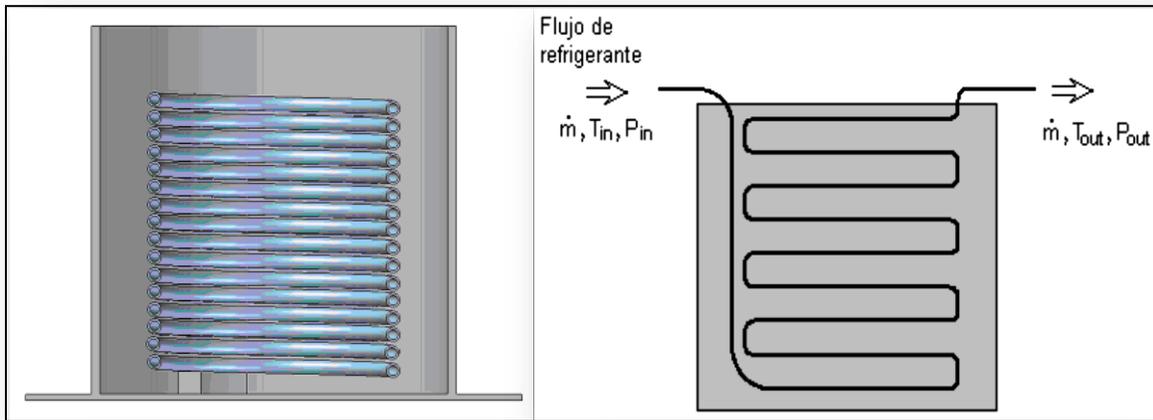
De este modo queda evidenciado que el equipo de destilación requiere el diseño de un sistema de refrigeración que mejore la eficiencia operativa de la torre, dejándolo como documento o guía informativa para una futura puesta en marcha.

#### **4.2. Selección de los equipos que conformaran el ciclo de refrigeración.**

Previamente se investigan los siguientes aspectos: principales equipos que conforman el sistema, variedad, factibilidad y disponibilidad de los equipos; así como también las características que deben tener para satisfacer las necesidades del diseño. Para ello se precisó de asesoría técnica en materia de refrigeración; se estudiaron y analizaron varios catálogos de los equipos que conforman los sistemas de refrigeración, también se consultó bibliografía que respaldara el diseño del sistema de refrigeración.

En este diseño la unidad de evaporación a utilizar es de inmersión (Figura 4.1), que consiste en un tubo de cobre liso sin aletas, sumergido en forma de serpentín en un tanque, buscando el contacto directo con el agua de enfriamiento, donde el refrigerante

va a fluir por dentro del tubo de cobre originando el intercambio térmico que permita el enfriamiento del agua.



Fuente: Olmos et al, 2007.

**Figura 4.1. Corte transversal y esquema de funcionamiento de un evaporador de inmersión.**

Para diseñar el sistema de refrigeración versátil y que se adecue al espacio donde va a ubicarse, se seleccionó una unidad condensadora enfriada por aire, específica para trabajar con el refrigerante R-134a. El fluido enfriador atraviesa los tubos por donde pasa el refrigerante y ocurre el intercambio térmico entre el aire y el refrigerante logrando su condensación y generándose la liberación de calor latente. También esta unidad está compuesta por un compresor hermético de baja potencia que trabaja específicamente con el refrigerante R-134a, de carcasa metálica sellada con soldaduras, con su motor eléctrico ubicado sobre el cigüeñal, ofreciendo así un compresor de pequeñas dimensiones.



Fuente: Catalogo Danfoss 2011 Unidad de condensación enfriada por aire

#### **Figura 4.2. Unidad condensadora enfriada por aire.**

La elección del dispositivo de control se hace teniendo en cuenta que éste debe regular el flujo de refrigerante al evaporador en función de la demanda y generar la caída de presión desde el lado de alta al lado de baja del sistema. Se seleccionó un válvula de expansión termostática con cuerpo pequeño de bronce ajustable por su conexión de salida. En la entrada tiene un filtro de malla reemplazable. Está diseñada para aplicaciones de refrigeración de pequeña capacidad en las que no se requiere un ajuste por recalentamiento externo. Sus usos típicos son: dispensadores de bebidas, refrigeración de líquidos y máquinas de hacer hielo, donde el espacio es limitado.



Fuente: Catálogo Sporlan, febrero 2000 válvulas de expansión termostática

#### **Figura 4.3. Válvula de expansión**

**Tabla 4.5. Especificación técnica del dispositivo de expansión.**

| <b>Dispositivo de expansión</b> |             |
|---------------------------------|-------------|
| Refrigerante                    | R-134a      |
| Conexiones                      | SAE Roscar  |
| Capacidad (kW)                  | 0,44 a 3,52 |
| Ecualizador                     | Interno     |

#### **4.3. Determinación de las condiciones de operación del ciclo de refrigeración.**

### **Selección del refrigerante a utilizar en el ciclo de refrigeración.**

El refrigerante elegido para el diseño del sistema de refrigeración es un hidrofluorocarbonado (HFC), de la serie etano conocido como tetrafluoroetano ó R-134a. Su selección se fundamentó en las características de impacto ambiental, propiedades termofísicas, disponibilidad en el mercado y costo.

El R-134a es un refrigerante químicamente inerte en su estado puro que no altera las condiciones naturales del medio ambiente, porque no tiene impacto en la destrucción de la capa de ozono. Su acción en el efecto invernadero es muy baja y no es inflamable. Además, este refrigerante presenta propiedades termofísicas adecuadas para ser empleado en el sistema como el calor latente de vaporización alto lo que genera una menor carga del refrigerante en sistema.

Su volumen específico es bajo, condición que favorece el incremento en la capacidad y eficiencia del compresor, la diferencia entre las presiones del ciclo es pequeña lo que ocasiona un consumo menor de potencia y alta eficiencia volumétrica. Este refrigerante tiene una presión condensante razonablemente baja, permitiendo el uso de material ligero para la construcción estos equipos, lo que reduce el tamaño y el costo del equipo.

La disponibilidad que presenta el R-134a es ilimitada, ya que en el mercado nacional se encuentran una variedad de equipos como: dispositivos de expansión, compresores, válvulas, filtros y unidades condensadoras que trabajan con R-134a. A su vez, son de fácil obtención debido a que es común su comercialización en las casas y empresas referidas a la refrigeración. El R-134a se encuentra entre los refrigerantes más accesibles para ser empleados en estos sistemas por ser unos de los más económicos del mercado nacional.

### **Demanda energética requerida por la torre.**

El diseño del sistema de enfriamiento para la torre de destilación del Laboratorio de Control de Procesos Químicos, requiere el cálculo previo de la carga energética que demanda la torre. Por tal razón, se analizaron los equipos que conforman el sistema actual de enfriamiento y los que contribuyen al aumento de dicha carga son: el condensador principal, enfriador y la bomba centrífuga.

El cálculo del calor para cada equipo, se hace utilizando la ecuación 3.1 partiendo de las temperaturas de entrada y salida de los equipos, del flujo másico y la capacidad calorífica del fluido enfriador en la siguiente tabla se exponen los valores de calor generado por cada equipo.

**Tabla 4.6. Demanda térmica de la torre de destilación.**

| Flujos de calor                         |                                    |                                  | Demanda térmica<br>de la torre<br>( $Q_{\text{Torre}} \pm 600$ ) W |
|---|------------------------------------|----------------------------------|--|
| Bomba centrífuga<br>( $Q_B \pm 200$ ) W | Condensador<br>( $Q_C \pm 200$ ) W | Enfriador<br>( $Q_E \pm 200$ ) W |  |
| 400                                     | 300                                | 200                              | 900  |

Se observa en la tabla anterior que la bomba centrífuga es la que genera mayor energía. Debido a que la potencia que presenta es un valor muy elevado para el caudal de agua que opera el sistema de enfriamiento de la torre. Lo que genera una acumulación de energía dentro de la bomba ocasionando el calentamiento acelerado del fluido y un aumento en las pérdidas durante su recorrido por el sistema de enfriamiento. Se obtiene el calor total que genera la torre, que es el que debe ser retirado para que ocurra el proceso de destilación correctamente.

#### **Especificación del ciclo de refrigeración.**

El ciclo a utilizar para el diseño del sistema de refrigeración es el de por compresión de vapor para enfriamiento de líquidos donde el rango de temperatura sea entre (15-20) °C. En este proceso no se presenta cambio de fase en la sustancia que se maneja y solamente se elimina calor sensible.

#### **Determinación de la temperatura de condensación.**

La temperatura en los condensadores enfriados por aire viene dada por la diferencia de temperatura ( $\Delta T$ ) entre el fluido refrigerante y el medio exterior; se recomienda que esté en un rango que va desde 5-10 °C (Nelson, 1969), y se determina por la ecuación 3.2.

**Tabla 4.7. Especificaciones de las temperaturas en el condensador y evaporador.**

|  | <b>Condensador</b> | <b>Evaporador</b> |
|--|--------------------|-------------------|
| Temperatura ambiente °C                          | 30                 | 15                |
| Diferencia de temperatura $\Delta T$             | 10                 | 8                 |
| Temperatura de condensación °C                   | 40                 | 7                 |
| Condición de refrigerante a la salida del equipo | Líquido saturado   | Vapor saturado    |

### **Determinación de la temperatura de ebullición.**

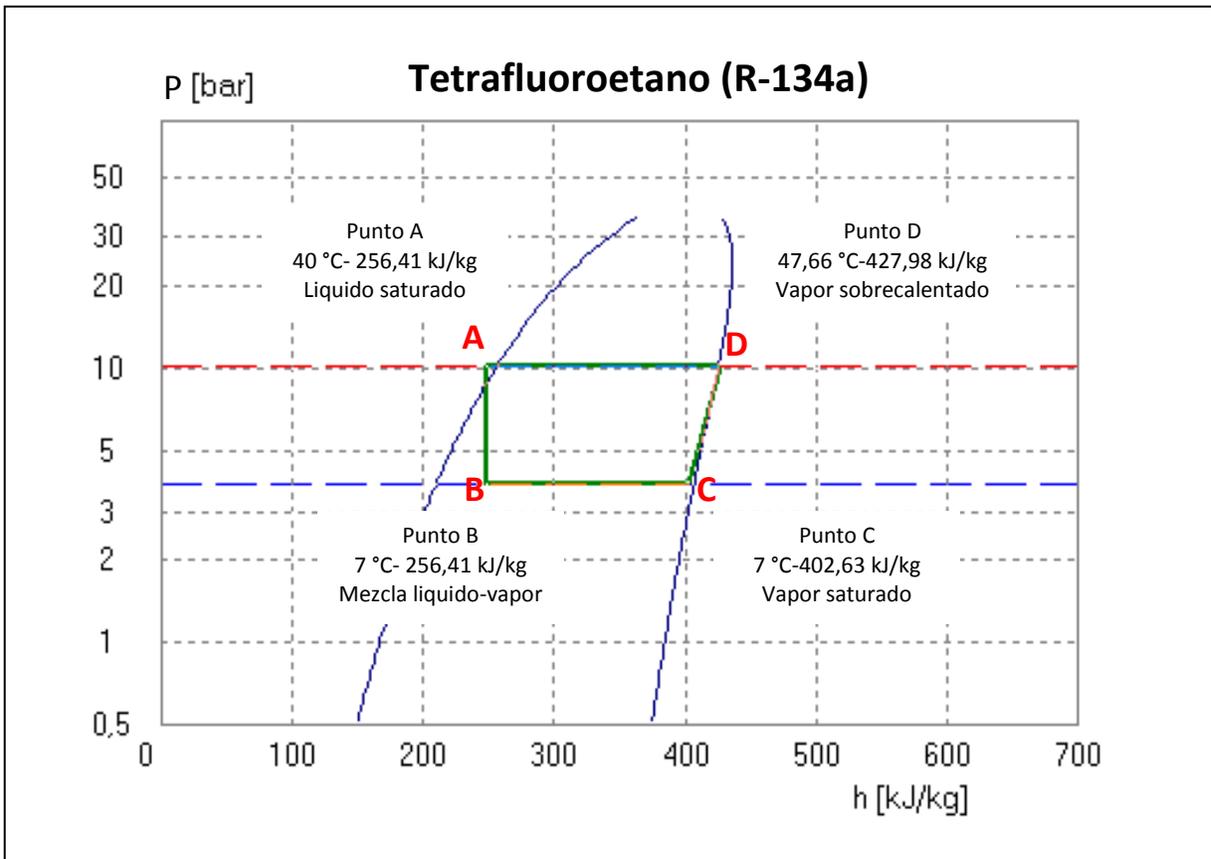
El evaporador a utilizar es de inmersión en baño de agua sin formación de hielo. Para determinar la temperatura de ebullición se hace uso de la tabla 3.4 de las diferencias de temperaturas entre la temperatura de ebullición y el medio según el tipo de evaporador a diseñar, también se utiliza la ecuación 3.3.

### **Comportamiento termodinámico del refrigerante en el ciclo.**

El ciclo de por compresión consiste en aprovechar el calor que se genera al evaporarse un refrigerante líquido, frío y a baja presión. Para poder explicar el comportamiento del refrigerante en el ciclo, se representa en el diagrama de presión-entalpía del R-134a, el cual se muestra en la figura 4.4.

El ciclo consiste de cuatro procesos que identificamos como A-B, B-C, C-D y D-A. Estos procesos son como sigue:

|       |                       |                          |
|-------|-----------------------|--------------------------|
| Línea | Proceso termodinámico | Equipo en donde ocurre   |
| A-B   | Entalpía constante    | Dispositivo de expansión |
| B-C   | Presión constante     | Evaporador               |
| C-D   | Entropía constante    | Compresor                |
| D-A   | Presión constante     | Condensador              |



**Figura 4.4. Grafica P – h del refrigerante R – 134a.**

- Proceso en el dispositivo de expansión (entalpía constante)

El punto "A" de la figura 4.4, el refrigerante sale del condensador a (10,17 bar) y entra al dispositivo de expansión como líquido saturado a la temperatura de condensación 40°C. Cuando fluye a través del dispositivo de expansión su presión cae súbitamente hasta la presión del lado de baja (3,75 bar), en condición de mezcla líquido-vapor (punto B). Lo que genera que en el dispositivo de expansión se origine el enfriamiento del líquido hasta la temperatura de evaporación 7°C.

La línea A-B, del proceso, es por lo tanto una línea vertical que baja hasta la presión de evaporación (lado de baja), correspondiente a la temperatura de evaporación. Esta presión es la de saturación del refrigerante.

- Proceso en el evaporador (presión constante)

En el ciclo ideal, la evaporación en el punto “B”, la condición de entrada es a la presión 3,75 bar y 7 °C de temperatura. Se supone así mismo que no hay caída de presión a través del evaporador. La carga que se debe enfriar está a una temperatura más elevada que la del refrigerante en el evaporador; por consiguiente, el calor fluye a través de las paredes de los tubos del evaporador, de la carga al refrigerante. Como el refrigerante líquido en el evaporador ya se encuentra saturado, el calor adquirido hace que se evapore cuando fluye por el evaporador.

La línea del proceso B-C en el evaporador es por consiguiente, una línea horizontal (a presión constante), y dirigida hacia la derecha, puesto que el refrigerante gana energía y aumenta su entalpía. El refrigerante sale del evaporador como un vapor saturado (punto C) en el ciclo ideal figura 4.4.

- Proceso en el compresor (entropía constante)

En el compresor ocurre un proceso adiabático sin fricción, no hay cambio en la entropía del gas; cuando éste se comprime, el gas a la entrada del compresor se encuentra como vapor saturado a la presión de 3,75 bar y una temperatura de 7°C. Durante el proceso de compresión (línea C-D) figura 4.4, ocurre un aumento en la temperatura llevando al refrigerante a la condición de vapor sobrecalentado, a temperatura de 47,7°C y presión de 10,17 bar.

- Proceso en el condensador (presión constante)

En el ciclo ideal no hay caída de presión o intercambio de calor en la línea de descarga del gas caliente. Por consiguiente, la condición “D”, del refrigerante, a la salida del compresor es también la condición a la entrada del condensador. El proceso del ciclo ideal a través éste es un proceso a presión constante, en el cual se remueve calor del vapor sobrecalentado que entra al condensador para primero reducir su temperatura al punto de saturación, y luego condensarlo generando un fluido de enfriamiento saturado. El refrigerante sale del condensador (punto “A”), a 10,17 bar y 40 °C de temperatura.

**Tabla 4.8. Propiedades termodinámicas del refrigerante R-134a en cada punto del ciclo.**

| Propiedad        | A                | B              | C              | D                    |
|------------------|------------------|----------------|----------------|----------------------|
| Temperatura °C   | 40               | 7              | 7              | 47,66                |
| Presión bar      | 10,17            | 3,75           | 3,75           | 10,17                |
| Entalpia kJ/kg   | 256,41           | 256,41         | 402,63         | 427,98               |
| Entropía kJ/kg.K | 1,1905           | 1,2016         | 1,7235         | 1,738                |
| Condición        | Líquido saturado | Mezcla líq-vap | Vapor saturado | Vapor sobrecalentado |

### Determinación del flujo de calor en el evaporador y condensador

#### Selección del aislante a utilizar en el evaporador.

Como el evaporador es la unidad donde se encuentra el fluido de enfriamiento éste debe estar construido por un material aislante que permita mantener la temperatura de operación. Se investigó acerca de los materiales aislantes encontrándose que el poliestireno, poliuretano estirado y lana mineral son lo comúnmente utilizados a nivel industrial y doméstico. Para el material que va a cubrir la parte interna y externa de la unidad de enfriamiento se seleccionó acero inoxidable, por presentar alta resistencia a casi todos los agentes de corrosión utilizados en la industria.

Para la selección del material aislante se analizan ciertas características como: toxicidad, costo, disponibilidad y conductividad térmica. La herramienta usada para la selección del aislante que se adecua al ciclo de refrigeración es una matriz de selección.

**Tabla 4.9. Porcentaje de importancia de los criterios relevantes para la matriz de selección.**

| Criterios            | Toxicidad | Costo | Conductividad | Disponibilidad | Total | Porcentaje |
|----------------------|-----------|-------|---------------|----------------|-------|------------|
| <b>Toxicidad</b>     | 0,5       | 0     | 0             | 0,5            | 1     | 12,5       |
| <b>Costo</b>         | 1         | 0,5   | 0,5           | 1              | 3     | 37,5       |
| <b>Conductividad</b> | 1         | 0,5   | 0,5           | 0,5            | 2,5   | 31,25      |

|                       |     |   |     |     |     |       |
|-----------------------|-----|---|-----|-----|-----|-------|
| <b>Disponibilidad</b> | 0,5 | 0 | 0,5 | 0,5 | 1,5 | 18,75 |
|-----------------------|-----|---|-----|-----|-----|-------|

**Tabla 4.10. Matriz de criterios relevantes para la selección del aislante de la piscina de agua de enfriamiento.**

| <b>Criterio a evaluar</b> | <b>%</b> | <b>Materiales aislantes</b> |          |                    |          |                     |          |
|---------------------------|----------|-----------------------------|----------|--------------------|----------|---------------------|----------|
|                           |          | <b>Poliestireno</b>         |          | <b>Poliuretano</b> |          | <b>Lana mineral</b> |          |
|                           |          | <b>E</b>                    | <b>P</b> | <b>E</b>           | <b>P</b> | <b>E</b>            | <b>P</b> |
| <b>Toxicidad</b>          | 12,5     | 5                           | 62,5     | 2                  | 25       | 3                   | 37,5     |
| <b>Costo</b>              | 37,5     | 5                           | 187,5    | 3                  | 112,5    | 3                   | 112,5    |
| <b>Conductividad</b>      | 31,25    | 5                           | 156,25   | 4                  | 125      | 4                   | 125      |
| <b>Disponibilidad</b>     | 18,75    | 5                           | 93,75    | 5                  | 93,75    | 4                   | 75       |
| <b>Total</b>              | 100      | 20                          | 500      | 14                 | 356,25   | 14                  | 350      |

E: evaluación según la escala (1-5); P: producto de la escala con el porcentaje.

Luego de revisar los totales de la matriz de selección resulta que el material aislante más adecuado es el poliestireno.

#### **Determinación del flujo de calor por las paredes del tanque de almacenaje de agua de enfriamiento.**

Para determinar el intercambio térmico por las paredes de la unidad de enfriamiento se debe tener en cuenta que existen dos mecanismos de transferencia de calor una por convección natural utilizando internamente agua y externamente aire como fluidos de contactos. Y por conducción que está respaldada por la presencia del aislante y las láminas de acero inoxidable, todo esto lleva a utilizar las correlaciones expuestas en el capítulo anterior.

En el tanque del agua de enfriamiento no se produce ebullición de estanque, porque al fluido no se le está suministrando energía para ser calentado, por lo tanto no llega a su temperatura de saturación y el fluido no presenta cambio de fase (presencia de burbujas), indicativo principal de un proceso de ebullición. En la ebullición de estanque, el líquido está en reposo y su movimiento cerca de la superficie se debe a la convección

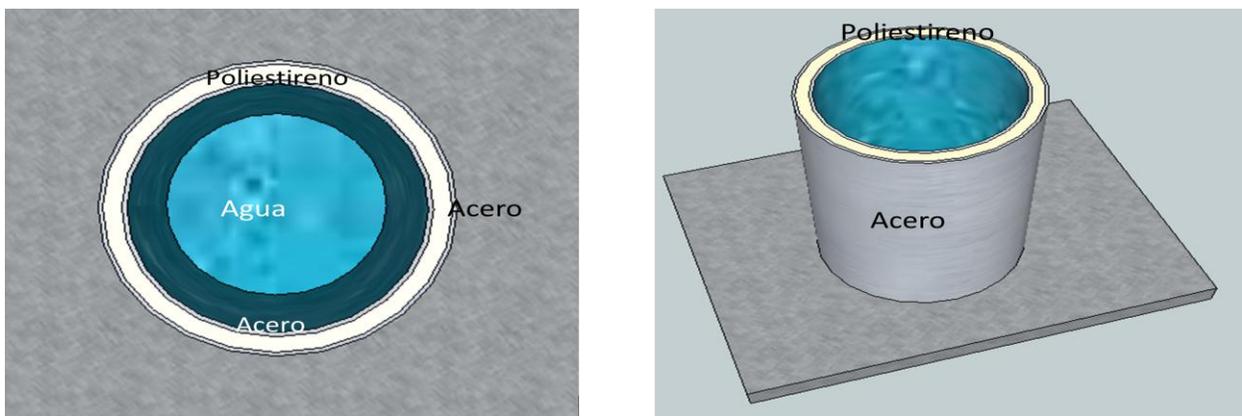
libre y a la mezcla inducida por el crecimiento de las burbujas y su separación (Incropera, 1999).

Buscando la alternativa de una unidad de enfriamiento versátil y adecuado al espacio donde se requiere instalar, se fijó el diseño de un tanque cilíndrico con las siguientes dimensiones:

**Tabla 4.11. Dimensiones del tanque de la unidad de enfriamiento.**

| Dimensión                 | Valor   |
|---------------------------|---------|
| Altura (m)                | 0,35    |
| Diámetro (m)              | 0,25    |
| Volumen (m <sup>3</sup> ) | 0,0175  |
| Espesor del acero (m)     | 0,00016 |
| Espesor del aislante (m)  | 0,025   |

En la siguiente figura se observa la geometría del tanque y los materiales que conforman la unidad de enfriamiento.



**Figura 4.5. Esquema del tanque de la unidad de enfriamiento.**

Utilizando las ecuaciones y el proceso iterativo expuesto en el capítulo anterior se obtienen los resultados de la ganancia térmica en el tanque de agua, y se presentan en la siguiente tabla.

**Tabla 4.12. Ganancia térmica en el tanque de la unidad de enfriamiento.**

| <b>Partes del tanque</b>    | <b>Flujo de calor<br/>(<math>Q \pm 0,02</math>) (W)</b> | <b>Flujo de calor<br/>(<math>Q \pm 0,05</math>) (Btu/h)</b> |
|-----------------------------|---|---|
| Cilindro vertical           | 3,18  | 10,85   |
| Parte inferior del cilindro | 0,68  | 2,32  |
| Tanque total                | 3,86  | 13,17   |

En la tabla 4.12 se observa que la ganancia térmica del tanque es un valor relativamente bajo comparándolo con los valores obtenidos al calcular la carga térmica de la torre.

Para determinar la carga térmica con la que va a trabajar el evaporador del ciclo de refrigeración se hace la suma de las cargas térmicas de la torre y la carga generada por las paredes del tanque de almacenaje de agua de enfriamiento, tal valor se observa en la Tabla 4.13.

**Tabla 4.13. Cargas de enfriamiento en el evaporador.**

| <b>Equipo</b>                | <b>Carga térmica<br/>(<math>Q \pm 0,02</math>) (W)</b> | <b>Carga térmica<br/>(<math>Q \pm 0,05</math>) (Btu/h)</b> |
|------------------------------|--|--|
| Tanque de almacenaje de agua | 3,86   | 13,17  |
| Torre de destilación         | 934,23   | 3188,527   |
| Evaporador                   | 938,09   | 3201,697   |

Se calcula primeramente el flujo másico del refrigerante y luego la carga térmica del equipo de condensación. Los resultados obtenidos se encuentran en la siguiente tabla.

**Tabla 4.14. Carga térmica en el condensador y flujo másico del refrigerante.**

| <b>Flujo de calor<br/>(<math>Q \pm 0,02</math>) (W)</b> | <b>Flujo de calor<br/>(<math>Q \pm 0,05</math>) (Btu/h)</b> | <b>Flujo másico<br/>(<math>\dot{m} \pm 0,00001</math>) (Kg/s)</b> |
|---|---|---|
| 1100,73   | 3756,78   | 0,00642   |

De acuerdo a los valores de las cargas térmicas expuestas anteriormente, se concluye que el ciclo de refrigeración operara con un flujo de calor que oscilara entre los 950 W y 1150 W.

#### **4.4. Dimensionamiento de los equipos que conforman el sistema de enfriamiento.**

##### **Especificación del equipo de compresión.**

La selección del equipo de compresión se hace a través de catálogos comerciales de sistemas de refrigeración, donde se ubica el compresor que se adecúe a las condiciones que demanda el sistema. Sin embargo, desde el inicio de esta investigación se decidió utilizar una unidad de condensación, para obtener un diseño más versátil y práctico a la hora de su puesta en marcha; es por ello que se debe tener presente que al seleccionar el compresor se debe verificar que el condensador también cumpla las especificaciones del sistema.

Utilizando la metodología y las ecuaciones expuestas en el capítulo III, se determinaron las variables y condiciones necesarias para la selección del equipo de compresión, dichos resultados se encuentran en la siguiente tabla.

**Tabla 4.15. Especificaciones del compresor.**

| <b>Potencia ideal<br/>Wi (kW)</b> | <b>Eficiencia mecánica<br/>nm</b> | <b>Rendimiento volumétrico<br/>nv</b> | <b>Volumen de barrido<br/>Vb (m<sup>3</sup>/h)</b> | <b>Eficiencia isoentropica<br/>ni</b> | <b>Potencia real<br/>Wr (kW)</b> | <b>Potencia real<br/>Wr (hp)</b> |
|-----------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------------|--|---------------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|
| 0,16                              | 0,95                              | 0,86                                  | 1,44   | 0,82                                  | 0,19                             | 0,245                            |

Los resultados obtenidos estan de acuerdo a las necesidades demandadas por el diseño del sistema y por lo tanto son valores teóricos. Ahora, para la selección del equipo, se debe tener en cuenta, como se expuso en el capítulo III, las temperaturas de operación, la potencia real, el volumen de barrido y el caudal de refrigerante con el que va a trabajar el sistema.

En la tabla anterior se observa que el valor de la última casilla es la potencia real. Al momento de utilizar los catálogos se debe buscar un compresor que presente una potencia de  $\frac{1}{4}$  hp, potencia que cumple con lo requerido por el sistema.

El compresor seleccionado es un equipo que tiene una potencia de  $\frac{1}{4}$  hp como se mencionó anteriormente, marca Danfoss modelo FR11.GX que forma parte de la unidad de condensación. Este compresor presenta una carga máxima de refrigerante de 900 g, capacidad suficiente para operar con el flujo de refrigerante del ciclo, que es en unidades de masa 6,416 g. En la siguiente tabla se exponen las especificaciones del equipo seleccionado.

### **Especificación del equipo de evaporación.**

El fenómeno de evaporación se da desde la condición de mezcla líquido-vapor con calidad de 0,24 hasta la condición de vapor saturado (calidad igual a 1). Debido a que el proceso se caracteriza por la formación de burbujas de vapor, que crecen y cuya dinámica de formación afecta el movimiento del fluido cerca de la superficie, e influye en alto grado en el coeficiente de transferencia de calor.

**Tabla 4.16. Especificaciones de fábrica del compresor.**

|   |              |
|---|--------------|
| Marca   | Danfoss      |
| Modelo  | FR11.GX      |
| Rango de temperatura de vaporización (°C)                   | (-30) – (10) |
| Máxima temperatura ambiente (°C)                            | 43           |
| Cantidad de aceite (cm <sup>3</sup> )                       | 450          |
| Máxima carga de refrigerante (g)                            | 900          |
| Volumen de barrido (m <sup>3</sup> )                        | 1,88         |
| Eficiencia mecánica (%)                                     | 65           |
| Volumen de gas permitido en el compresor (cm <sup>3</sup> ) | 1350         |
| Refrigerante  | R-134a       |

Como se explicó en el capítulo III, para el diseño del evaporador se calcula la longitud efectiva para que se lleve a cabo la transferencia de calor. Sin embargo, como

se está trabajando con un fluido que experimenta cambios de fases, se debe conocer el régimen de flujo que se tiene. Y determinar el coeficiente convectivo interno con las correlaciones respectivas del el modelo Kattan, Thome y Favrat (KTF) presentado por Bejan y Kraus (2003).

El modelo consiste en graficar las velocidades másicas para cada uno de los flujos en función de la calidad de vapor, y así construir un mapa de flujos donde se puede identificar el régimen en el que se encuentra el refrigerante.

En primer lugar se estudió la fracción de vapor del refrigerante, ya que es un parámetro de importancia, porque indica el aumento de la fase gaseosa en los tubos del evaporador y la efectividad del fenómeno de evaporación. A partir del estudio del gráfico de la fracción de vapor, se puede observar si el refrigerante al salir del equipo, se encuentra evaporado o no. Por medio de él se puede asegurar si el proceso se llevo a cabo efectivamente al observar los valores de la fracción molar y determinar si presenta un alto porcentaje de vapor final. A continuación se muestra una tabla donde están reflejados los valores de la calidad y la fracción de vapor del refrigerante durante el paso por el equipo de evaporación.

**Tabla 4.17. Fracción de vapor del refrigerante durante el proceso de evaporación.**

| <b>Calidad del fluido<br/>(x) adim</b> | <b>Fracción de vapor<br/>(<math>\epsilon \pm 0,002</math>) adim</b> |
|--|---|
| 0,00                                   | 0,000   |
| 0,01                                   | 0,176   |
| 0,05                                   | 0,504   |
| 0,10                                   | 0,658   |
| 0,15                                   | 0,734   |
| 0,20                                   | 0,782   |
| 0,25                                   | 0,816   |
| 0,30                                   | 0,840   |
| 0,35                                   | 0,860   |
| 0,40                                   | 0,878   |
| 0,45                                   | 0,892   |

|      |       |
|------|-------|
| 0,50 | 0,904 |
| 0,55 | 0,916 |
| 0,60 | 0,928 |
| 0,65 | 0,938 |
| 0,70 | 0,948 |
| 0,75 | 0,956 |
| 0,80 | 0,966 |
| 0,85 | 0,974 |
| 0,90 | 0,982 |
| 0,95 | 0,992 |
| 0,99 | 0,998 |

Si los valores de la tabla anterior se grafican se observa que la curva crece rápidamente al inicio y se mantiene cerca de la unidad hasta alcanzarla y llegar a la condición de vapor saturado.

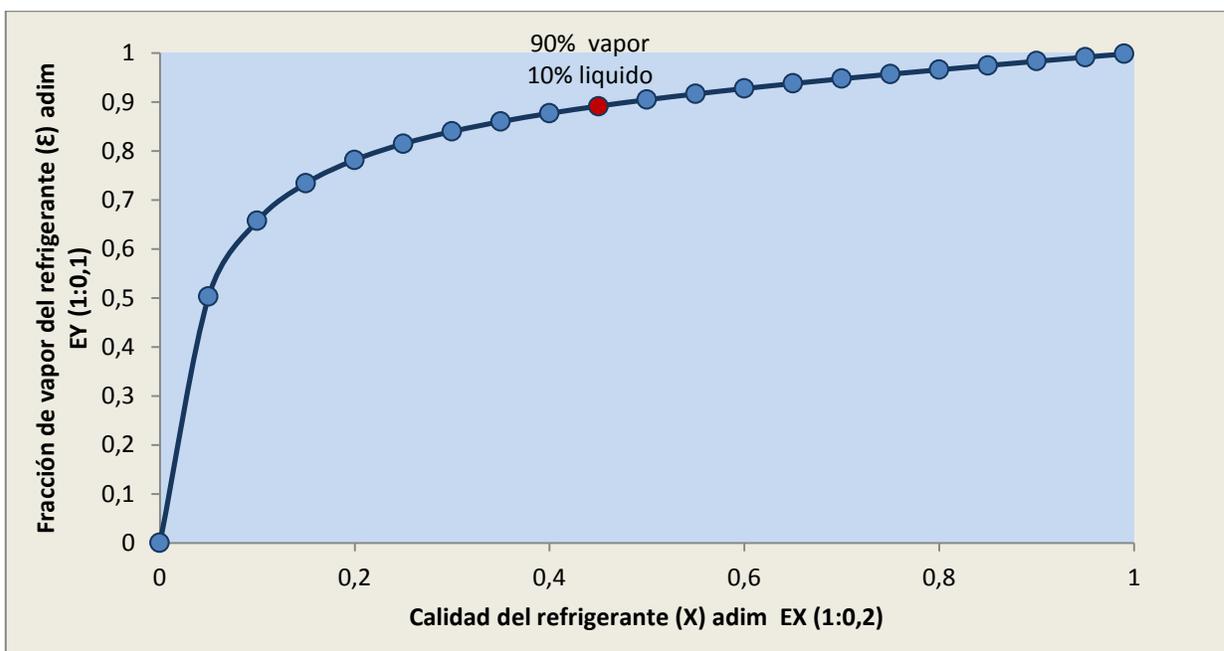


Figura 4.6. Evolución de la fracción de vapor del refrigerante durante el proceso de evaporación.

En la gráfica se observa que a partir de una calidad de 0,2 la fracción de vapor ya es de 78%, evidenciando que el refrigerante al salir del evaporador está completamente en fase de vapor, lo que proporciona un beneficio al ciclo. Ya que la condición indicada a la salida del proceso de evaporación, es que sea de vapor saturado o en las mejores condiciones vapor sobrecalentado, y por lo observado en la gráfica se puede asegurar que se cumplirán esas condiciones.

Luego del cálculo de la fracción de vapor, se necesita construir el mapa de flujo para determinar cuál es el régimen que presenta el refrigerante. Como se explicó en el capítulo anterior para esta sección se necesita el estudio por separado para cada régimen para luego graficarlos. A continuación se presenta una cuadrícula donde se expresan todas las velocidades másicas que van a ser empleadas para el mapa.

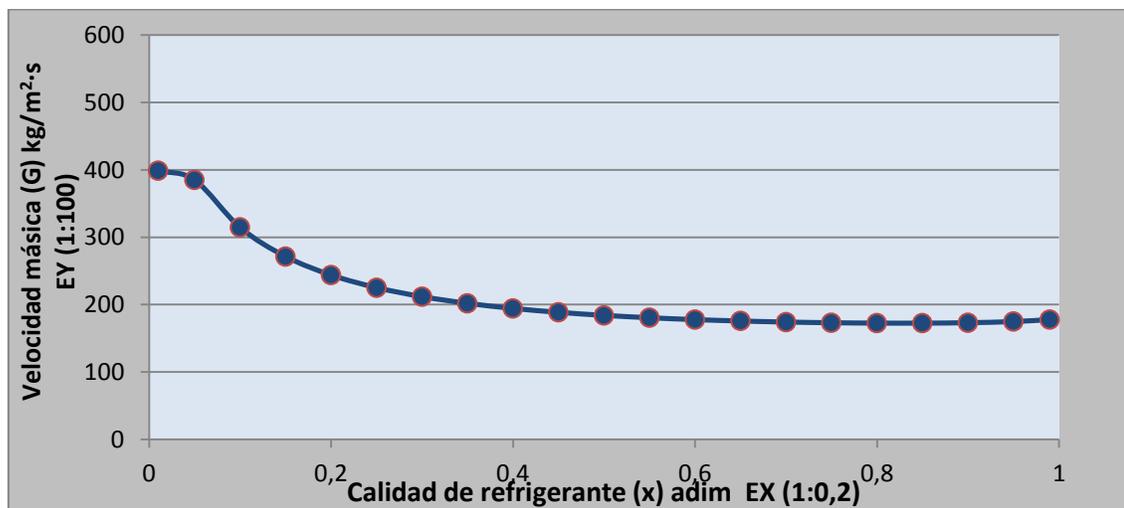
**Tabla 4.18. Velocidades másicas de los regímenes de flujos del refrigerante en el evaporador.**

| <b>Calidad del refrigerante<br/>(<math>x \pm 0,01</math>) adim</b> | <b>Flujo burbujeante<br/><math>G_{\text{burbuja}}</math><br/>(<math>G \pm 0,006</math>)<br/>(<math>\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}</math>)</b> | <b>Flujo neblina<br/><math>G_{\text{neblina}}</math><br/>(<math>G \pm 0,005</math>)<br/>(<math>\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}</math>)</b> | <b>Flujo ondulado<br/><math>G_{\text{ondulado}}</math><br/>(<math>G \pm 0,003</math>)<br/>(<math>\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}</math>)</b> | <b>Flujo estratificado<br/><math>G_{\text{estratificado}}</math><br/>(<math>G \pm 0,003</math>)<br/>(<math>\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}</math>)</b> |
|--|--|--|--|--|
| 0,01   | 398,516  | 487352,933   | 404,282  | 230,257  |
| 0,05   | 385,004  | 337165,784   | 366,732  | 136,999  |
| 0,10   | 314,431  | 247984,672   | 290,704  | 94,036   |
| 0,15   | 271,367  | 198756,525   | 243,802  | 73,744   |
| 0,20   | 243,878  | 167400,738   | 212,882  | 62,140   |
| 0,25   | 225,157  | 145660,965   | 190,865  | 54,783   |
| 0,30   | 211,770  | 129729,655   | 174,195  | 49,820   |
| 0,35   | 201,857  | 117599,174   | 160,954  | 46,343   |
| 0,40   | 194,331  | 108109,006   | 150,031  | 43,852   |
| 0,45   | 188,523  | 100542,813   | 140,746  | 42,048   |
| 0,50   | 183,997  | 94437,389  | 132,693  | 40,744   |
| 0,55   | 180,463  | 89484,347  | 125,672  | 39,815   |
| 0,60   | 177,718  | 85476,826  | 119,737  | 39,173   |

|      |         |           |            |        |
|------|---------|-----------|------------|--------|
| 0,65 | 175,625 | 82280,464 | 115,388    | 38,757 |
| 0,70 | 174,091 | 79819,689 | 114,134    | 38,522 |
| 0,75 | 173,059 | 78077,128 | 120,088    | 38,431 |
| 0,80 | 172,511 | 77111,384 | 144,658    | 38,458 |
| 0,85 | 172,480 | 77116,646 | 223,361    | 38,577 |
| 0,90 | 173,099 | 78623,285 | 509,304    | 38,765 |
| 0,95 | 174,796 | 83474,957 | 2435,182   | 38,972 |
| 1,00 | 177,720 | 99435,918 | 100478,795 | 38,911 |

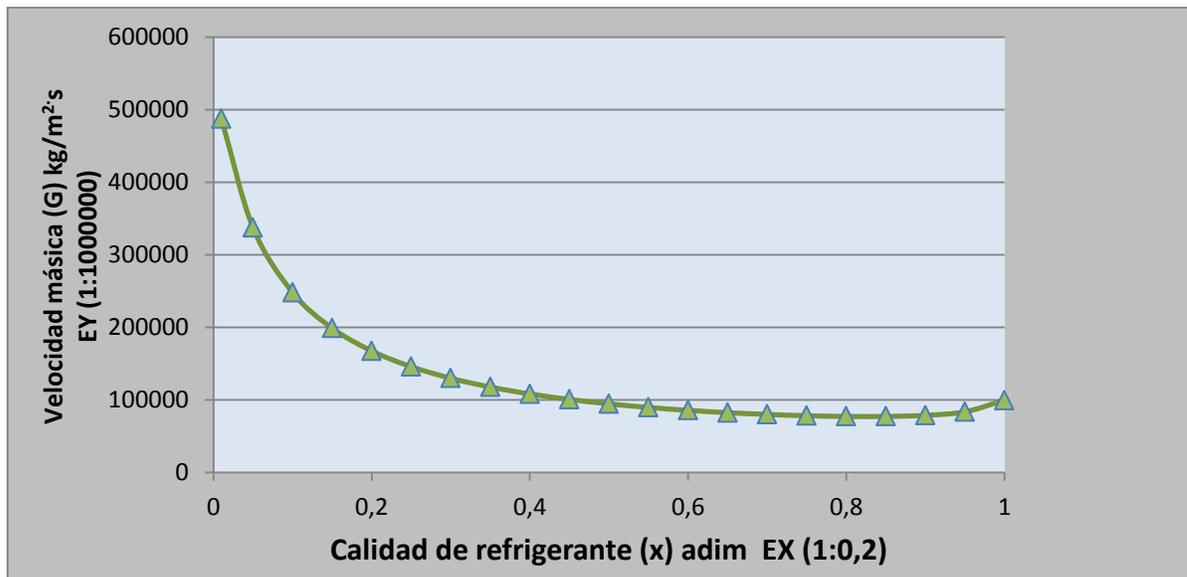
El mapa de flujos se grafica cada régimen por separado y luego todos se unen en una misma gráfica utilizando las velocidades másicas y la calidad del refrigerante, como a continuación se muestra:

El flujo en régimen de burbujas se muestra en la figura 4.7, en la que la fase de vapor está en forma de burbujas aisladas inmersas en la fase líquida, pudiendo ser pequeñas o grandes en forma esférica.



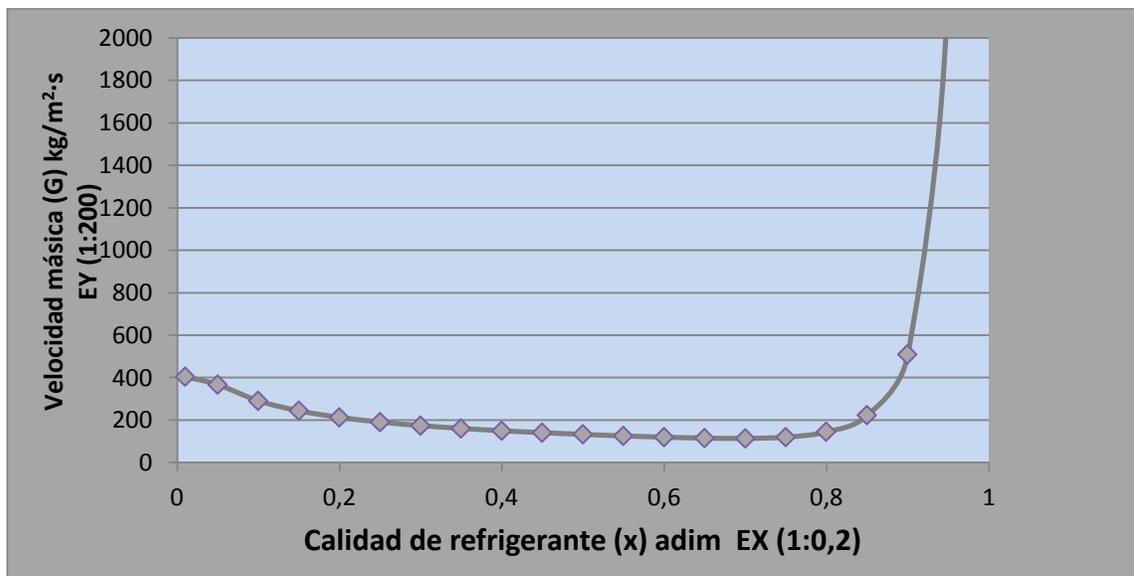
**Figura 4.7. Velocidad másica del refrigerante en régimen de flujo burbujeante.**

En el régimen de flujo neblina se alcanza una elevada velocidad y el líquido puede llegar a ser arrastrado en forma de gotas pequeñas en la fase gaseosa.



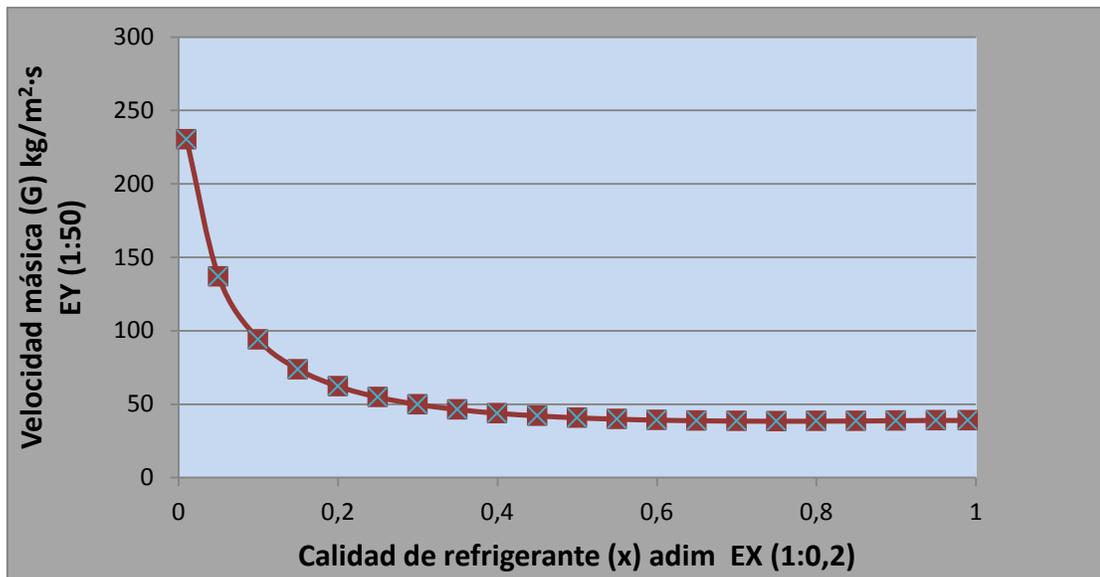
**Figura 4.8. Velocidad másica del refrigerante en régimen de flujo neblina.**

Si la velocidad del vapor aumenta se forman ondas en la superficie líquida, que pueden llegar a ser lo suficientemente grandes como para formar grandes masas de líquido que humedecen la parte superior de la tubería, dando lugar al flujo ondulado.



**Figura 4.9. Velocidad másica del refrigerante en régimen de flujo ondulado.**

El flujo estratificado se presenta cuando la velocidad del líquido es pequeña, de forma que circula por la parte inferior del tubo siendo su superficie relativamente uniforme.



**Figura 4.10. Velocidad másica del refrigerante en régimen de flujo estratificado.**

Una vez obtenidos todas las curvas de velocidad, se presentan en una misma gráfica dando lugar al mapa de patrones de flujo KTF (figura 4.11). Para dibujar el mapa debemos delimitar los diferentes tipos de flujo, la transición entre flujo intermitente y flujo anular se designa como “I/A”. En el mismo gráfico se representa por una línea la velocidad másica de refrigerante en el evaporador (68,50 kg/m<sup>2</sup>s). Al interceptar la línea de velocidad másica del refrigerante se sabe en qué régimen de flujo experimenta el fluido a lo largo del evaporador. La curva del régimen de neblina no se observa en el mapa puesto que presenta valores de velocidad másica muy altos.

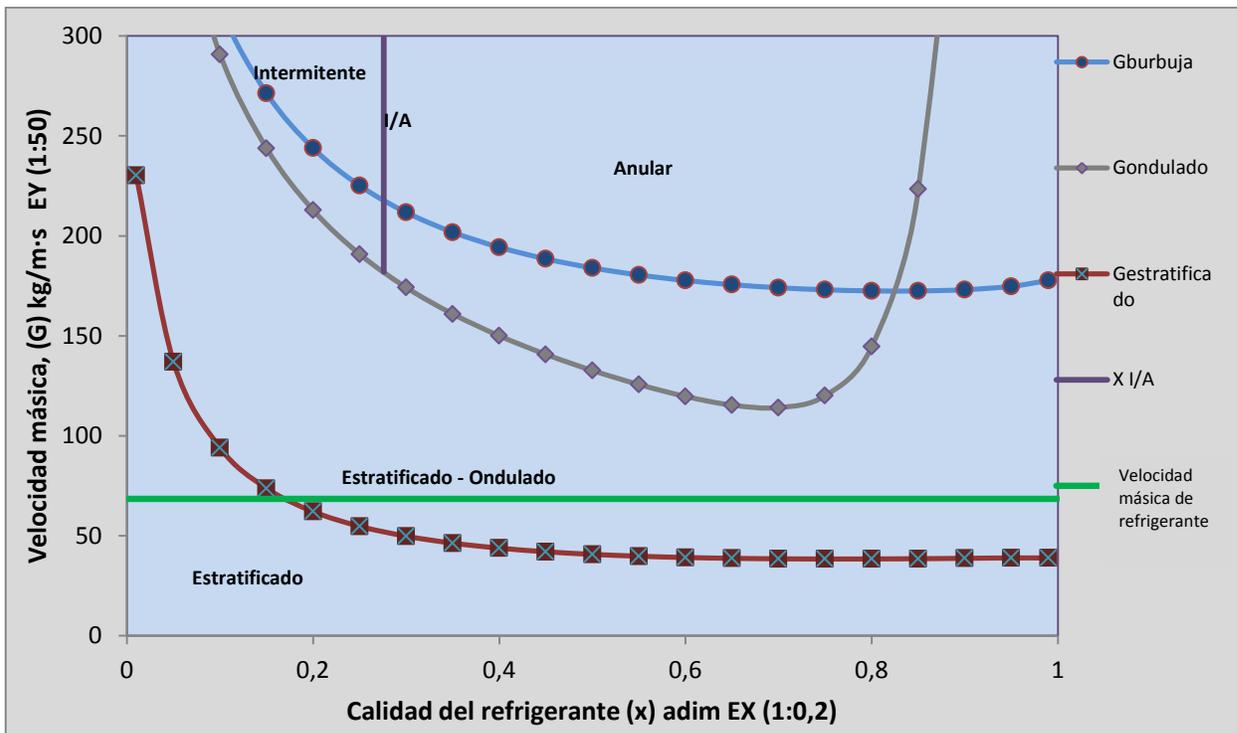


Figura 4.11. Mapa de regímenes de flujo del refrigerante en el evaporador.

A partir del mapa de flujo se determina que el régimen que mantiene el refrigerante durante su paso por el evaporador es cercano al estratificado-ondulado y por tal razón éste se adopta como el gobernante. En la siguiente tabla se observan los valores para determinar el coeficiente de convección total, estos son el coeficiente de transferencia de calor para el perímetro húmedo ( $h_{liq}$ ), de vapor ( $h_{vap}$ ), y ebullición convectiva ( $h_{ce}$ ). El coeficiente para ebullición nucleada se mantiene constante en  $(2215,019 \pm 0,001) \text{ W/m}^2\text{K}$ .

Tabla 4.19. Coeficientes de transferencia de calor durante el proceso de evaporación.

| Calidad del refrigerante (x ±0,01) adim | Coeficientes de transferencia de calor (W/m <sup>2</sup> K) |  |   |
|---|---|--|---|
|   | Ebullición convectiva (h <sub>ce</sub> ±0,003)              | Perímetro húmedo (h <sub>liq</sub> ±0,00002) | Fase de vapor (h <sub>vap</sub> ±0,005) |
| 0,01                                    | 0,048   | 2215,01897                                   | 1111,204                                |
| 0,05                                    | 0,070   | 2215,01897                                   | 1738,887                                |
| 0,10                                    | 0,103   | 2215,01897                                   | 2444,150                                |

|      |        |            |           |
|------|--------|------------|-----------|
| 0,15 | 0,147  | 2215,01897 | 3093,957  |
| 0,20 | 0,203  | 2215,01897 | 3704,188  |
| 0,25 | 0,271  | 2215,01897 | 4283,532  |
| 0,30 | 0,355  | 2215,01897 | 4837,443  |
| 0,35 | 0,459  | 2215,01897 | 5369,651  |
| 0,40 | 0,589  | 2215,01897 | 5882,860  |
| 0,45 | 0,754  | 2215,01897 | 6379,117  |
| 0,50 | 0,971  | 2215,01897 | 6860,021  |
| 0,55 | 1,262  | 2215,01897 | 7326,856  |
| 0,60 | 1,658  | 2215,01897 | 7780,675  |
| 0,65 | 2,198  | 2215,01897 | 8222,354  |
| 0,70 | 2,888  | 2215,01897 | 8652,635  |
| 0,75 | 3,590  | 2215,01897 | 9072,154  |
| 0,80 | 3,914  | 2215,01898 | 9481,459  |
| 0,85 | 3,685  | 2215,01898 | 9881,032  |
| 0,90 | 3,548  | 2215,01897 | 10271,296 |
| 0,95 | 5,090  | 2215,01898 | 10652,626 |
| 1,00 | 25,612 | 2215,02011 | 10951,483 |

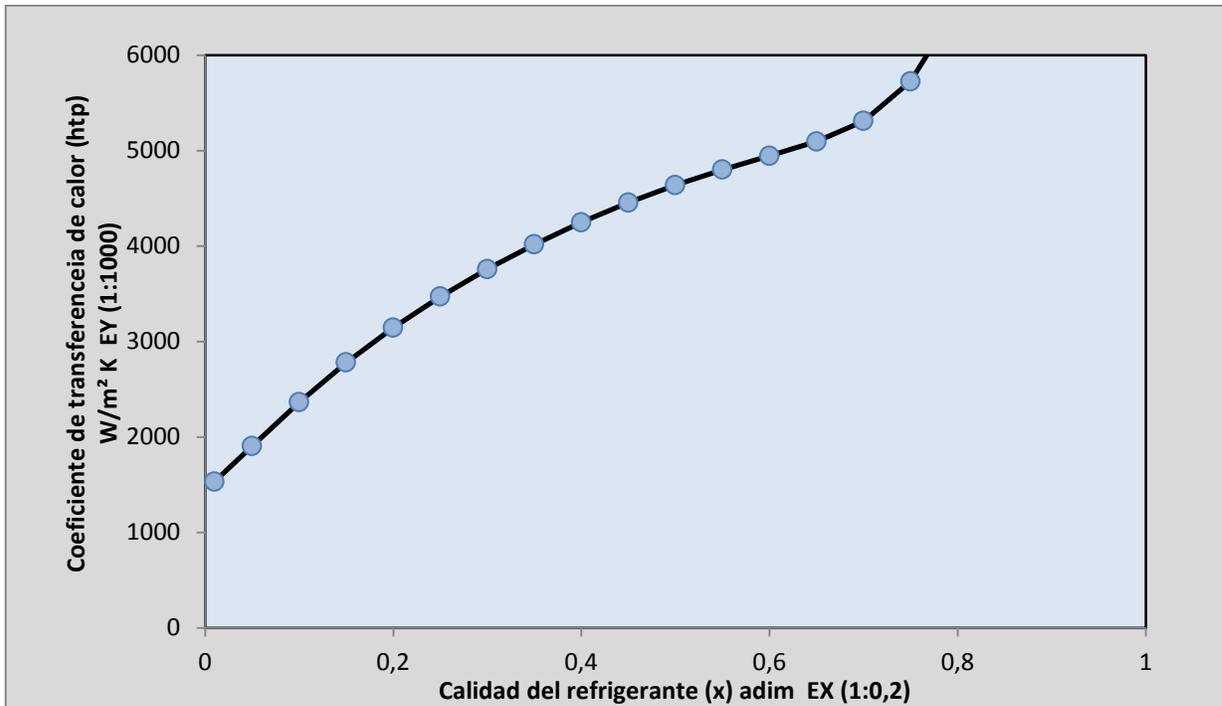
A continuación se muestra una tabla donde se expone el coeficiente de transferencia total, el valor del ángulo seco ( $^{\circ}$ seco), que es radial a la pared del tubo que está constantemente seco para los regímenes de flujo estratificado y estratificado-ondulado, y la calidad del refrigerante.

**Tabla 4.20. Coeficiente convectivo de transferencia de calor durante el proceso de evaporación.**

| <b>Calidad del refrigerante<br/>(<math>x \pm 0,01</math>) adim</b> | <b>Ángulo seco<br/>(<math>^{\circ}</math>seco)</b> | <b>Coeficiente de<br/>transferencia de calor<br/>(<math>h_{tp} \pm 0,001</math>) <math>W/m^2 \cdot K</math></b> |
|--|--|---|
| 0,01   | 3,877  | 1533,938  |
| 0,05   | 4,096  | 1904,607  |
| 0,10   | 4,128  | 2365,543  |
| 0,15   | 4,044  | 2780,764  |

|      |          |           |
|------|----------|-----------|
| 0,20 | 3,932    | 3146,941  |
| 0,25 | 3,815    | 3471,031  |
| 0,30 | 3,701    | 3759,759  |
| 0,35 | 3,591    | 4018,158  |
| 0,40 | 3,485    | 4249,623  |
| 0,45 | 3,382    | 4456,239  |
| 0,50 | 3,279    | 4639,338  |
| 0,55 | 3,178    | 4800,781  |
| 0,60 | 3,084    | 4946,557  |
| 0,65 | 3,014    | 5096,867  |
| 0,70 | 3,022    | 5311,210  |
| 0,75 | 3,218    | 5727,012  |
| 0,80 | 3,721    | 6518,552  |
| 0,85 | 4,440    | 7632,662  |
| 0,90 | 5,088    | 8739,162  |
| 0,95 | 5,547    | 9663,689  |
| 1,00 | 5,901    | 10420,329 |
|      | Promedio | 5840,686  |

En la tabla 4.23 después de promediar los valores para cada corrida se obtiene un coeficiente de transferencia total en el evaporador de 5840,686 W/m<sup>2</sup>K que cumple con el rango establecido por la tabla 4.30. En la gráfica 4.12 se observa el comportamiento durante el proceso de dicho coeficiente:



**Figura 4.12. Comportamiento del coeficiente de calor durante el proceso de evaporación del refrigerante.**

A partir de la gráfica se puede asegurar que el proceso de intercambio térmico en el evaporador se está llevando de manera correcta, ya que el coeficiente convectivo cumple con lo establecido. Cuando existe la presencia de convección con cambio de fase (ebullición o condensación), se presenta un comportamiento ascendente en la curva. Lo que se respalda por la tabla 4.30 que muestra que para este tipo de convección el valor del coeficiente se encuentra entre 2500 y 100000 W/m<sup>2</sup>K.

La longitud del serpentín se determina con un balance de energía desde el interior hasta el medio exterior (agua de enfriamiento), la siguiente tabla resume lo resultados obtenidos.

**Tabla 4.21. Características de diseño del evaporador.**

|  |           |
|--|-----------|
| <b>Longitud total</b>                  | 2,65 m    |
| <b>Diámetro de la espira</b>           | 18,75 cm  |
| <b>Numero de vueltas del serpentín</b> | 5 vueltas |

### **Especificación del equipo de expansión.**

El procedimiento utilizado para la selección de este equipo se expuso en el capítulo anterior. Siguiendo los pasos, ecuaciones, tablas y gráficas de propiedades mencionadas se obtienen los parámetros necesarios para determinar la válvula requerida por el sistema.

**Tabla 4.22. Requerimientos del sistema.**

|                                       |       |
|---------------------------------------|-------|
| Temperatura de evaporación (°C)       | 7     |
| Temperatura de condensación (°C)      | 40    |
| Presión de evaporación (bar)          | 3,74  |
| Presión de condensación (bar)         | 10,17 |
| Factor de corrección para líquidos F1 | 1,13  |
| Factor de corrección por presión F2   | 1,192 |
| Grados de subenfriamiento (°C)        | 10    |
| Perdidas en la válvula (bar)          | 0,69  |
| Caída de presión (bar)                | 5,73  |
| Potencia nominal (kW)                 | 1,26  |

Para la selección de la válvula que satisfaga las necesidades del sistema, que permita el buen funcionamiento del ciclo se usa la potencia nominal y la temperatura de evaporación, y así de esta manera entrar en los catálogos de Sporlan y seleccionar el equipo.

La válvula seleccionada es de la marca Sporlan, modelo NI de bronce con conexiones ajustables de entrada y salida SAE roscar. En la entrada tiene un filtro de malla reemplazable y equalizador interno. Está diseñada para aplicaciones de refrigeración de pequeña capacidad en las que no se requiere un ajuste externo. Trabaja con refrigerante R134a en un rango de temperatura de evaporación que va desde -10 °C hasta 10 °C. Su capacidad nominal oscila entre 0,44 kW y 3,52 kW.

### **Especificación de la válvula solenoide.**

La determinación de la válvula para el sistema es un procedimiento sencillo, se siguieron los pasos expuestos en el capítulo III, calculando el parámetro principal para su selección, que es el caudal (kv), que fluirá a través de la ella durante la operación del ciclo.

El valor obtenido del kv fue 35,7 m<sup>3</sup>/h, lo que indica que se necesita para el sistema una válvula que opere con un caudal igual o mayor. La válvula seleccionada es de la marca Danfoss, es servoaccionada de 2/2 vías, con un cuerpo de latón resistente a la desgalvanización y acero inoxidable que garantiza un buen funcionamiento en una gran variedad de aplicaciones. Posee un filtro piloto integrado y su tiempo de cierre es regulable, su carcasa garantiza un rendimiento óptimo, incluso en condiciones de trabajo extremas. En la siguiente tabla se encuentran las especificaciones del fabricante.



Fuente: Catalogo Danfoss 2011 válvulas solenoides serie (15-50)

**Figura 4.13. Válvula solenoides modelo EV220B**

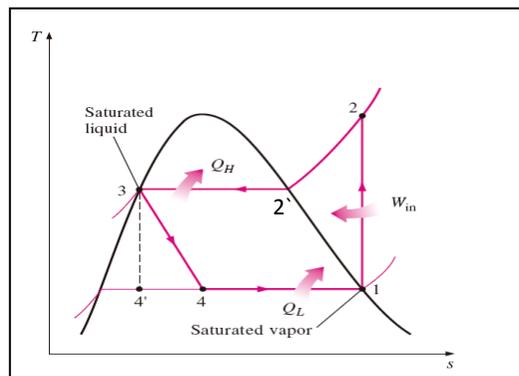
**Tabla 4.23. Especificaciones de fábrica de la válvula solenoides.**

|                           |            |
|---------------------------|------------|
| Fabricante                | Danfoss    |
| Modelo                    | EV2208     |
| Conexiones (pulg)         | ½ -- 2     |
| Tamaño del orificio (mm)  | 15 -- 50   |
| Presión diferencial (bar) | 0,3 --- 16 |
| Material de cuerpo        | Latón      |

|                        |          |
|------------------------|----------|
| Kv (m <sup>3</sup> /h) | 4 --- 40 |
| Refrigerante           | R-134a   |

### Especificación del equipo de condensación.

Los condensadores se emplean para pasar un vapor saturado o una mezcla de vapores a la condición de líquido saturado retirando calor de la sustancia. En el ciclo, el refrigerante entra al serpentín del condensador en estado de sobrecalentamiento, que se requiere pasar a líquido subenfriado a presión constante. Esta condición puede representarse termodinámicamente en el diagrama temperatura - entropía como se muestra en la Figura 4.14. El tratamiento del vapor de 2 a 2' es un enfriamiento, en donde al vapor sobrecalentado se le remueve calor sensible para llevarlo a vapor saturado ocasionando en él una reducción de su temperatura hasta alcanzar a la temperatura de saturación (40 °C), manteniendo la presión alta de operación constante.



Fuente: Cengel, 2006

**Figura 4.14. Diagrama T-s del ciclo de refrigeración ideal por compresión de vapor.**

La trayectoria de 2' a 3 es en sí el proceso de condensación en donde al refrigerante se le remueve calor latente hasta llevarlo a condiciones de líquido saturado, en esta etapa el fluido experimenta un cambio de fase presentando un régimen de flujo bifásico. Por lo tanto, se dan dos tipos de transferencia; uno de calor sensible (fluido monofásico), y calor latente (fluido bifásico). Con las ecuaciones 3.40 y 3.41 se determinan la cantidad de energía que se debe retirar del refrigerante sobrecalentado para pasarlo a vapor saturado ( $Q_{\text{monofásico}}$ ), siendo de  $(53,89 \pm 0,02) \text{ W}$ , y de allí a líquido en estado de saturación ( $Q_{\text{bifásico}}$ ), es de  $(1046,84 \pm 0,02) \text{ W}$ .

Teniendo en cuenta la potencia del compresor y la carga térmica del condensador se preselecciona una unidad condensadora. A partir de los datos técnicos, se determina la longitud de tubería requerida para la condensación del refrigerante. Debido a que la disposición de la tubería en el condensador no forma un banco de tubos; los cálculos se hacen suponiendo que se trabaja con una tubería larga horizontal. Los datos correspondientes al equipo, se presentan en el (Apéndice B - Tabla B.6).

El primer tramo de tubería corresponde al enfriamiento del refrigerante desde una temperatura de 47,66 °C (salida del compresor), hasta 40 °C (condición de saturación). Una vez determinadas las propiedades del refrigerante se estiman los coeficientes convectivos interno y externos, utilizando para ello las correlaciones descritas por las ecuaciones 3.42 y 3.44.

Los coeficientes de transferencia de calor se reportan en la siguiente tabla. Teniendo en cuenta que dentro de la tubería existe convección forzada para un líquido, el coeficiente interno ( $h_i$ ), cumple con el rango establecido en la tabla 4.29. Por su parte el coeficiente convectivo externo ( $h_o$ ), está en el límite superior del rango convección forzada para gases.

**Tabla 4.24. Coeficientes de transferencia de calor convectivos en el condensador.**

| <b>Coeficiente convectivo interno<br/>(<math>h_i \pm 0,001</math>) W/m<sup>2</sup>K</b> | <b>Coeficiente convectivo externo<br/>(<math>h_o \pm 0,001</math>) W/m<sup>2</sup>K</b> |
|---|---|
| 328,633   | 281,867   |

**Tabla 4.25. Valores típicos de los coeficientes de transferencia de calor por convección.**

| <b>Tipo de convección</b> | <b>h (W/m<sup>2</sup>K)</b> |
|---------------------------|-----------------------------|
| <b>Monofásica libre</b>   |                             |
| <b>Gases</b>              | <b>2 – 25</b>               |
| <b>Líquidos</b>           | <b>50 – 1000</b>            |
| <b>Monofásica forzada</b> |                             |
| <b>Gases</b>              | <b>25 – 250</b>             |

|                                  |                      |
|----------------------------------|----------------------|
| <b>Líquidos</b>                  | <b>50 – 20000</b>    |
| <b>Bifásica</b>                  |                      |
| <b>Ebullición o condensación</b> | <b>2500 - 100000</b> |

Fuente: Incropera y De Witt (1999)

Haciendo un balance de energía desde el interior de la tubería hasta el medio exterior se puede determinar el tamaño de tubería para disipar el calor en esta etapa de enfriamiento. La segunda etapa de cálculo corresponde al cambio de fase que se genera en la condensación desde la condición de vapor saturado hasta líquido saturado. Debido al fenómeno que ocurre es esta etapa, no se usan las correlaciones típicas para determinar el coeficiente convectivo, ya que no se conoce el régimen presente durante la condensación.

Para ello se emplea la metodología propuesta por Dobson y Chato en 1998 presentada por Bejan y Kraus (2003), que propone dos correlaciones para determinar el tipo de flujo mediante el número de Froude y también propone las ecuaciones para calcular el número de Nusselt para cada régimen. Dichos autores solo exponen que durante la condensación se experimentan flujos anular y ondulado, el primero, se produce a velocidades de vapor relativamente altas, y consiste en un núcleo central de gas dentro de un anulo de líquido que moja las paredes. El flujo ondulado se produce a mayores caudales de líquido y baja velocidades del vapor, que fluye por el fondo de la tubería y la interfase entre el líquido y gas se vuelve ondulante. La distribución del régimen de flujo a lo largo de la tubería se representa en la siguiente tabla.

**Tabla 4.26. Distribución de los regímenes de flujo en el proceso de condensación.**

| <b>Calidad de vapor (x)</b> | <b>Régimen de flujo</b> |
|-----------------------------|-------------------------|
| (0,99 – 0,70)               | Anular                  |
| (0,70 – 0,01)               | Ondulado                |

Las correlaciones usadas para el cálculo del número de Nusselt no toman en cuenta el flujo en transición, por lo que se recomienda usar otro modelo que estime este cálculo para esa condición. El coeficiente convectivo interno correspondiente al flujo bifásico es igual a  $97219,309 \text{ W/m}^2\text{K}$  y se obtiene luego de promediar los coeficientes de transferencia calculados para cada calidad de vapor. Se emplea el mismo

procedimiento iterativo de la etapa de enfriamiento para obtener las longitudes de la tubería.

**Tabla 4.27. Longitud de tubo requerida en el condensador.**

| <b>Etapas</b>                   | <b>Longitud de tubería (m)</b> |
|---------------------------------|--------------------------------|
| Enfriamiento (Flujo monofásico) | 0,73466                        |
| Condensación (Flujo bifásico)   | 2,8689                         |
| Total                           | 3,60356                        |

#### **Dimensionamiento de las tuberías que conforman el ciclo de refrigeración.**

Haciendo uso de las tablas y gráficas señaladas en el capítulo III, para esta etapa se determinan los diámetros de cada tramo de tubería.

**Tabla 4.28. Dimensiones de las tuberías del ciclo de refrigeración.**

| <b>Tramo de tubería</b> | <b>Longitud (m)</b> | <b>Velocidad (m/s)</b> | <b>Diámetro (pulg)</b> |
|-------------------------|---------------------|------------------------|------------------------|
| Línea de aspiración     | 3,55                | 3,5                    | 1/2                    |
| Línea de líquido        | 4,85                | 0,1                    | 1/2                    |
| Línea de descarga       | 0,60                | 2,5                    | 3/8                    |
| Tubería total           | 9,00                | 0,1 – 3,5              | 1/2 – 3/8              |

#### **4.5. Verificación y comprobación de las condiciones del sistema de refrigeración usando un software de simulación.**

Un simulador es una configuración de hardware y software en la que, mediante algoritmos de cálculo, se reproduce el comportamiento de un determinado proceso o sistema físico, en el que se sustituyen las situaciones reales por otras, creadas ficticiamente que luego se transfieren a una situación de la vida real con igual efectividad.

Para los sistemas de refrigeración hoy en día existe una variedad de simuladores, que son utilizados por empresas especializadas en refrigeración, por expertos en sistemas refrigerados para predecir o verificar las condiciones a las que se desea que opere un proceso de refrigeración.

Luego de haber consultado e investigado en el mercado y en las empresas de refrigeración se logró obtener información de programas simuladores, donde algunos presentaban funciones específicas para la refrigeración y otros su complejidad era muy alta y se debía de contactar a profesionales para su manipulación. Sin embargo se investigó un poco mas lográndose ubicar por medio de la empresa Dupont, el simulador Duprex 3.2 que es de fácil manipulación y comprensión.

El simulador Duprex 3.2 ofrece una variedad de refrigerantes, que son utilizados para distintos sistemas de refrigeración, entre ellos se encuentra el refrigerante seleccionado para este diseño (R-134<sup>a</sup>), también ofrece el estudio termodinámico del fluido en cada etapa del ciclo, contribuyendo de igual forma a determinar la capacidad de los equipos que requiere el sistema.

Los valores obtenidos por las ecuaciones para determinar las condiciones a las que operará el ciclo y las especificaciones de los equipos que lo conforman, son valores teóricos por lo que al aplicar el simulador con dichos valores, la simulación no sería la más propia a la operación del ciclo en la realidad. En la siguiente tabla se observa los valores calculados o teóricos de las principales variables que se van a emplear en la simulación.

**Tabla 4.29. Valores teóricos de las variables principales del ciclo de refrigeración.**

| <b>Variables</b>                          | <b>Valor</b> |
|---|--------------|
| Temperatura de condensación (°C)          | 40           |
| Temperatura de evaporación (°C)           | 7            |
| Potencia frigorífica del ciclo (kW)       | 0,938        |
| Potencia frigorífica del condensador (kW) | 1,101        |
| Volumen de barrido (m <sup>3</sup> /min)  | 0,024        |
| Flujo másico (kg/s)                       | 0,006416     |
| Grados de sobrecalentamiento (°C)         | 10           |
| Grados de sub-enfriamiento (°C)           | 10           |
| Eficiencia isoentropica                   | 0,82         |
| Rendimiento volumétrico                   | 0,86         |
| Potencia del compresor (hp)               | 0,25         |

|                         |    |
|-------------------------|----|
| Eficiencia mecánica (%) | 95 |
|-------------------------|----|

Para la simulación algunos de los valores de la tabla anterior deben ser estandarizados utilizando los catálogos referidos a la refrigeración, donde se encuentran las especificaciones de cada equipo que conformará el sistema. En estos catálogos se seleccionará aquel equipo cuyas especificaciones sean lo más próximas a las obtenidas teóricamente, asegurando que los valores introducidos en el simulador son valores ya establecidos por los fabricantes. Lo que permite un comportamiento del ciclo más cercano a la realidad; la siguiente tabla muestra los valores de fábrica, los cuales se emplearán en la simulación.

**Tabla 4.30. Valores estandarizados para el ciclo de refrigeración.**

| Parámetro                   | Valor |
|-----------------------------|-------|
| Potencia del compresor (hp) | 1/4   |
| Eficiencia mecánica (%)     | 0,65  |
| Eficiencia isoentropica     | 0,6   |

Durante la simulación con el programa Duprex 3.2 se emplearán los valores de fábrica y los parámetros de operación del ciclo como, temperatura de condensación, temperatura de evaporación y las presiones de alta y baja. A continuación se expone el proceso simulado, que permite observar el comportamiento del ciclo, las propiedades del refrigerante durante el proceso y algunas variables que no se calcularon teóricamente y que el simulador permite determinar mediante la simulación.

La tabla 4.37 presenta las variables y parámetros utilizados para la simulación del ciclo por compresión de vapor. La ventana principal del Duprex 3.2 se muestra en la figura 4.15 donde se introducen los valores que permiten evaluar el comportamiento del ciclo.

**Tabla 4.31. Valores y parámetros para la simulación.**

| Parámetros                       | Valor |
|----------------------------------|-------|
| Temperatura de condensación (°C) | 40    |
| Temperatura de evaporación (°C)  | 7     |

|  |                    |
|--|--------------------|
| Potencia del compresor (kW)                      | 0,19               |
| Eficiencia isoentrópica (%)                      | 60                 |
| Rendimiento volumétrico (%)                      | 86                 |
| Refrigerante                                     | R-134 <sup>a</sup> |
| Grados de subenfriamiento (°C)                   | 10                 |
| Grados de sobrecalentamiento (°C)                | 10                 |
| Longitud de tubería de aspiración del gas (m)    | 3,55               |
| Longitud de tubería líquido (m)                  | 4,85               |
| Longitud de tubería gas a presión (m)            | 0,60               |
| Diámetro de tubería de aspiración del gas (pulg) | 1/2                |
| Diámetro de tubería líquido (pulg)               | 1/2                |
| Diámetro de tubería gas a presión (pulg)         | 3/8                |
| Material de la tubería                           | Cobre              |

**Empresa Dupont**

**Dupont Refrigerant Expert version 3.2 05/2010**

**Programa Duprex 3.2**

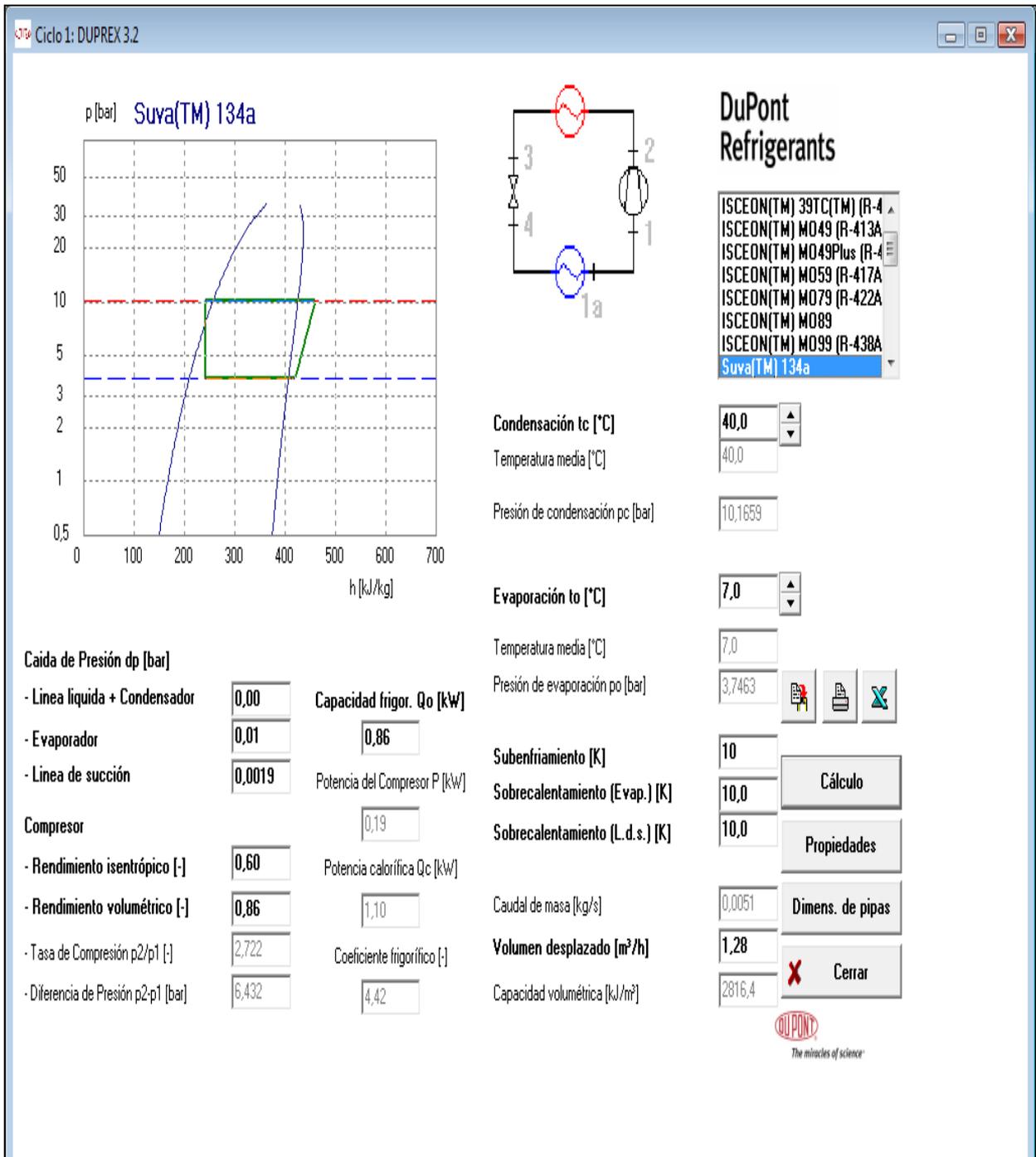


Figura 4.15. Evaluación del ciclo por compresión de vapor en el simulador Duprex 3.2. La siguiente ventana presenta las propiedades del refrigerante en cada punto del ciclo de refrigeración.

Propiedades de ciclo

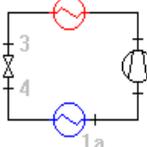
|      | t<br>[°C] | p<br>[bar] | h<br>[kJ/kg] | s<br>[kJ/kgK] | v<br>[dm <sup>3</sup> /kg] | x<br>[%] |
|------|-----------|------------|--------------|---------------|----------------------------|----------|
| 1a   | 16,92     | 3,7363     | 411,80       | 1,7558        | 57,6089                    |          |
| 1    | 26,92     | 3,7344     | 420,94       | 1,7869        | 60,3896                    |          |
| 2    | 77,32     | 10,1659    | 459,38       | 1,8317        | 24,6264                    |          |
| 3    | 30,00     | 10,1659    | 241,72       | 1,1428        | 0,8410                     |          |
| 4    | 7,00      | 3,7463     | 241,72       | 1,1491        | 9,7672                     | 16,7     |
| 1-2  |           |            | 38,44        |               |                            |          |
| 1-2s |           |            | 23,07        |               |                            |          |

anterior

Figura 4.16. Propiedades del refrigerante en el ciclo de refrigeración

Las siguientes ventanas presentan el dimensionamiento de las tuberías del ciclo donde se obtiene el valor de la velocidad del refrigerante y las caídas de presión.

Ciclo 1: Dimensionamiento de tubo



Estándar: EN 12735-1  
Material: Cu

**Suva(TM) 134a**

Propiedades de ciclo

|                              |          |
|------------------------------|----------|
| Temp. de evaporación         | 7,00 °C  |
| Temp. media de gas aspirado  | 22,00 °C |
| Temp. media de gas a presión | 77,25 °C |
| Temp. de condensación        | 40,00 °C |
| Subenfriamiento de líquido   | 10,00 K  |
| Capacidad frigorífica        | 0,86 kW  |

| Tubería gas aspirado                                       | Tubería de líquido   | Tubería de gas a presión        |
|--|--|---------------------------------|
| Tubería gas aspirado / Cu / EN 12735-1 / Diámetro interior | inches <input type="checkbox"/> dp <input checked="" type="checkbox"/> bar |                                 |
| Tubo más pequeño siguiente                                 | Diámetro interior [mm]   | Tubo más grande siguiente       |
| 12,00 x 1,00<br>(di = 10,00 mm)                            | 10,92  | 15,00 x 1,00<br>(di = 13,00 mm) |
| 3,78   | Velocidad [m/s]  | 2,23                            |
|  | 3,17   |                                 |
| 0,02   | Logitud equivalente [K/m]  | 0,01                            |
|  | 0,01   |                                 |
| 254,61   | Caída de presión [Pa/m]  | 72,02                           |
|  | 166,58   |                                 |
| 0,01   | Pérdida total de presión [bar]   | 0,00                            |
|  | L = 3,55 m dp = 0,0056 bar   |                                 |

Cerrar

Figura 4.17. Dimensionamiento de la tubería de aspiración del gas

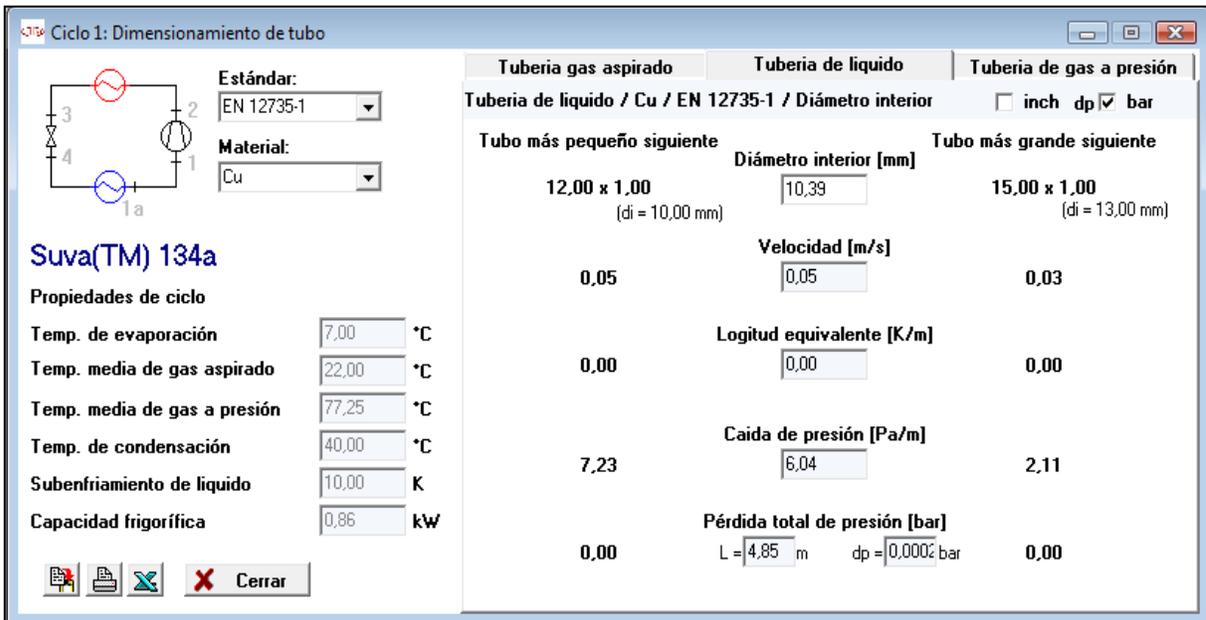


Figura 4.18. Dimensionamiento de la tubería de líquido

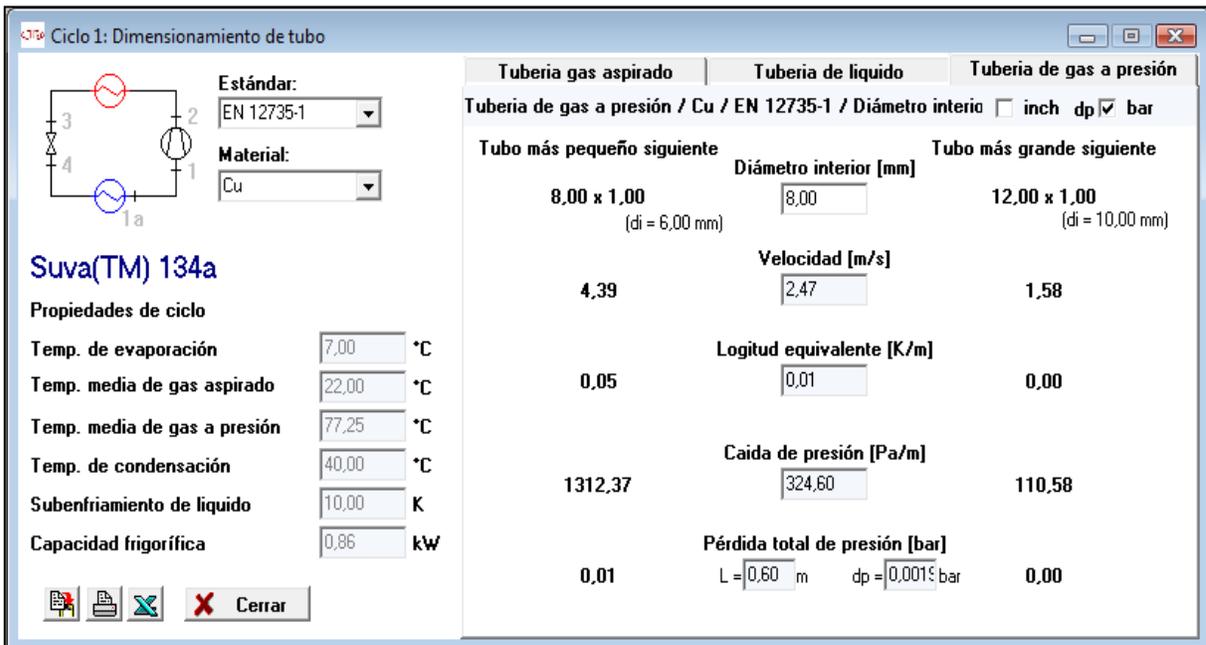


Figura 4.19 Dimensionamiento de la tubería de gas a presión

Luego de la simulación se observa que algunos parámetros fueron determinados por el simulador entre ellos se encuentra, las velocidades del refrigerante por las tuberías que concuerdan con las determinadas gráficamente, las pérdidas por presión en

las tuberías, el coeficiente frigorífico, la caída de presión por las líneas y la longitud equivalente de cada tramo de tubería del ciclo.

En la siguiente tabla se exponen las condiciones y especificaciones con las que operara el ciclo.

**Tabla 4.38. Especificaciones y condiciones de operación del ciclo de refrigeración.**

| <b>Parámetro</b>                          | <b>Valor</b>       |
|---|--------------------|
| Temperatura de condensación (°C)          | 40                 |
| Temperatura de evaporación (°C)           | 7                  |
| Presión de condensación (bar)             | 10,17              |
| Presión de evaporación (bar)              | 3,75               |
| Flujo másico (kg/s)                       | 0,0051             |
| Volumen desplazado (m <sup>3</sup> /h)    | 1,28               |
| Capacidad frigorífica (kW)                | 0,86               |
| Potencia del compresor (kW)               | 0,19               |
| Carga térmica del condensador (kW)        | 1,10               |
| Eficiencia isoentrópica (%)               | 60                 |
| Rendimiento volumétrico (%)               | 86                 |
| Material de las tuberías                  | Cobre              |
| Rango de velocidad del refrigerante (m/s) | 0,05 – 2,5         |
| Longitud total de tubería (m)             | 9                  |
| Grados de subenfriamiento (°C)            | 10                 |
| Grados de sobrecalentamiento (°C)         | 10                 |
| Refrigerante                              | R-134 <sup>a</sup> |

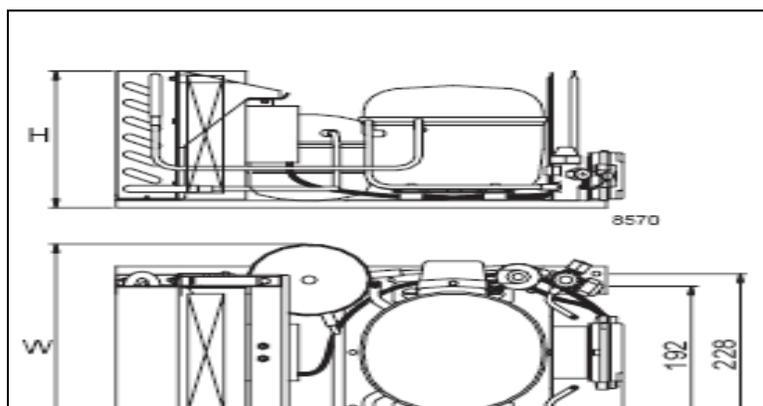
**4.6. Determinación de los costos asociados con el diseño del sistema de refrigeración.**

Durante la elaboración del diseño se establecieron las especificaciones de los equipos principales que lo conforman, que a su vez juegan un papel importante en lograr un diseño versátil y de fácil ensamblaje al momento de su puesta en marcha. También se aseguró que el sistema de control fuese el más sencillo para su instalación y manipulación. Ya que con el diseño se busca el cumplimiento de las necesidades exigidas por la torre de destilación y a su vez sea un diseño práctico, novedoso y de interés para el Laboratorio de Control de Procesos Químicos.

Para el estudio asociado al costo del diseño, se necesitó la asesoría de personal encargado en la comercialización de equipos de refrigeración, sistemas eléctricos, sistemas de control y así tener un presupuesto adecuado para el diseño, haciéndolo rentable para una futura puesta en marcha. A su vez se pretende obtener las características principales de los equipos, referido al factor costo y factibilidad de operación.

El primer equipo en estudio es el evaporador de inmersión en baño de agua sin formación de hielo, por lo que inicialmente se diseña el tanque donde va a sumergirse la tubería de cobre. Este tanque está formado por tres capas, tanto la capa interior como la externa son de acero inoxidable de espesor 0,00016 m y la capa intermedia de poliestireno que cumple la función de aislante tiene un espesor de 0,025 m. El tanque presenta una altura de 0,35 m y un diámetro de 0,25 m, con un volumen de 0,0172 m<sup>3</sup>. Para una transferencia de calor efectiva en el evaporador, la longitud de la tubería sumergida debe ser de 2,65 m con un diámetro de ½ pulg.

La unidad de condensación seleccionada corresponde a la marca Danfoss, modelo OP-UCGC011, con un caudal de aire de 518 m<sup>3</sup>/h, rango de temperatura de evaporación (-35°C +10°C), esta unidad presenta un compresor de ¼ hp, modelo FR11.GX, específico para operar con el refrigerante R-134a. En la siguiente figura se puede apreciar la unidad de condensación seleccionada con dos vistas.



Fuente: Catalogo unidades condesadoras Danfoss 2010

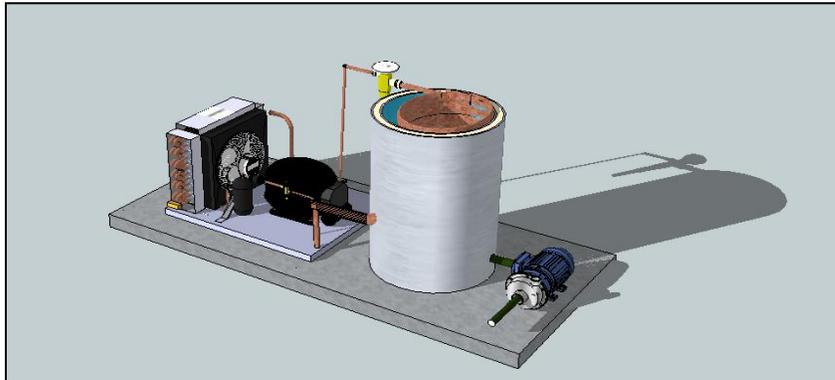
**Figura 4.20. Vista lateral y superior de la unidad condensadora seleccionada.**

Para el ciclo de refrigeración se necesita mantener un control visual de las presiones y temperatura en las entradas y salidas de los equipos principales. Para ello se deben instalar manómetros y termómetros que registren dichas variables, sobre todo a la entrada y salida del compresor, donde tienen gran relevancia las presiones de baja y alta con las que opera. Al compresor se le instalará un sistema de seguridad (controladores de presión), que consiste en activar o desactivar el equipo si el sistema se encuentra a una presión fuera del rango de presiones establecidas.

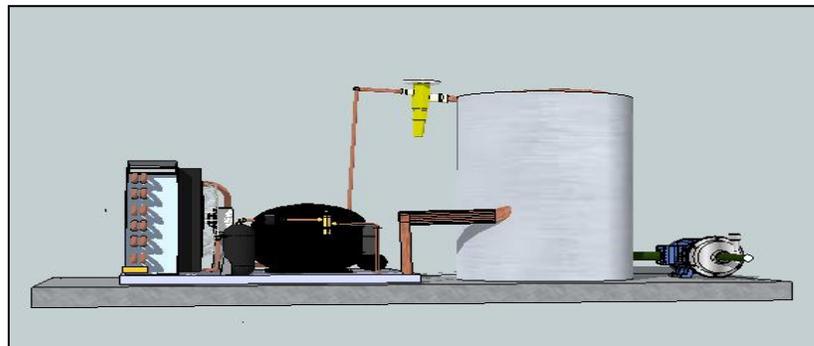
La supervisión de la calidad del refrigerante se hace por medio de visores, que funcionan para gas y para la zona de líquido del ciclo. Son utilizados como alerta para realizar el cambio del filtro secador, ya que, puede permitir el paso de partículas solidas si no cumple con su función de proteger al equipo de la humedad. Los visores seleccionados para este diseño son Danfoss específicos para operar con el refrigerante R-134<sup>a</sup>; como se mencionó anteriormente se van a ubicar para la zona gaseosa y líquida del ciclo. Estos visores se encuentran equipados por un indicador el cual cambia de color de acuerdo al contenido de humedad del refrigerante.

Este diseño incluye una válvula solenoide Danfoss modelo EV2208 de acero inoxidable y latón específica para trabajar con el refrigerante R-134a. También se propone el uso de un controlador de temperatura Danfoss tipo KP61, adecuado para trabajar junto con la unidad condesadora seleccionada. Este dispositivo es un sistema de seguridad que permite la supervisión y regulación de la temperatura del refrigerante, para que el fluido que se quiere enfriar en este caso agua se mantenga en el rango de

temperatura de (15 – 20)°C ya establecido. En la siguiente Figura se observa el diseño del sistema de refrigeración para la torre con sus principales equipos.



**Figura 4.21 Sistema de enfriamiento para la torre de destilación del Laboratorio de Control de Procesos Químicos.**



**Figura 4.22 Vista de perfil del sistema de enfriamiento para la torre de destilación del Laboratorio de Control de Procesos Químicos.**

El sistema eléctrico y control del ciclo de refrigeración está conformado por los siguientes equipos eléctricos:

- Voltímetro analógico 115 V AC 96x96 mm marca ABB.
- Amperímetro analógico relación 30/5A Doble escala 96\* 96 mm marca ABB.
- Guardamotor GV3 ME32 – 20 / 32A marca Telemecanique (compresor).
- Guardamotor GV2 ME06 – 0,2 / 0,6A marca Telemecanique (ventilador).
- Transformador de corriente de ventana relación 30/5A 5VA marca Saco.
- Amperímetro de corriente directa relación 1/1A.
- Contactor LC1 D32 marca Telemecanique.

- Contactor LC1 D09 marca Telemecanique.
- Selector principal de arranque.

El diagrama eléctrico del sistema de control se encuentra en el Apéndice E. A continuación se expone en las siguientes tablas los materiales y equipos que conforman el sistema de enfriamiento con su respectivo precio.

**Tabla 4.33. Equipos que conforman el sistema de enfriamiento.**

|                        | Elementos                      |               |                                  | Cantidad                    | Precio Bs             |        |
|------------------------|--------------------------------|---------------|----------------------------------|-----------------------------|-----------------------|--------|
|                        | <b>Sistema de enfriamiento</b> | <b>Equipo</b> | Evaporador                       | Tanque                      | Aislante poliestireno | 2 (m)  |
|                        |                                |               |                                  | Laminas de acero inoxidable | 2                     | 283,98 |
| Tuberías               |                                |               | Cobre de diámetro 3/8 y 1/2 pulg | 9 (m)                       | 394                   |        |
| Unidad de condensación |                                |               | Modelo OP-UCGC011                | 1                           | 2.600                 |        |
| Válvula de expansión   |                                |               | Modelo NI                        | 1                           | 975                   |        |
| Válvula solenoide      |                                |               | Modelo EV2208                    | 1                           | 1.325                 |        |
|                        |                                |               |                                  | <b>Total</b>                | <b>5637,98</b>        |        |

**Tabla 4.34. Accesorios que conforman el sistema de enfriamiento.**

|                            | Elemento                       |                   | Cantidad          | Precio Bs     |        |
|----------------------------|--------------------------------|-------------------|-------------------|---------------|--------|
|                            | <b>Sistema de enfriamiento</b> | <b>Accesorios</b> | Filtro secador    | Modelo DML032 | 1      |
| Visor                      |                                |                   | Modelo SGN        | 2             | 430    |
| Termómetros                |                                |                   | bimetálicos       | 4             | 560    |
| Manómetros                 |                                |                   | Bourdon           | 4             | 680    |
| Controlador de presión     |                                |                   | Modelo doble KP15 | 1             | 560    |
| Controlador de temperatura |                                |                   | Modelo KP61       | 1             | 443,59 |
|                            |                                |                   | <b>Total</b>      | 2840,3        |        |

**Tabla 4.35. Equipos y accesorios de forman parte del sistema eléctrico**

|                                 | Elemento                              |                            | Cantidad             | Precio Bs |        |
|---------------------------------|---------------------------------------|----------------------------|----------------------|-----------|--------|
|                                 | <b>Sistema de control y eléctrico</b> | <b>Equipos y Accesorio</b> | Voltímetro analógico | ABB       | 1      |
| Amperímetro analógico           |                                       |                            | ABB                  | 1         | 344    |
| Guardamotor                     |                                       |                            | Telemecanique        | 2         | 623,21 |
| Transformador de corriente.     |                                       |                            | Saco                 | 1         | 270    |
| Amperímetro (corriente directa) |                                       |                            | IME                  | 1         | 398    |
| Contactador                     |                                       |                            | Telemecanique        | 2         | 175,13 |
| Selector principal              |                                       |                            | Kraus & Naimer       | 1         | 250    |
|                                 |                                       |                            | <b>Total</b>         | 2338,34   |        |

**Tabla 4.36. Costo global asociado al diseño del sistema de enfriamiento.**

| Elementos       |                         | Precio Bs |
|-----------------|-------------------------|-----------|
| <b>Sistemas</b> | Sistema de enfriamiento | 9138,28   |
|                 | Sistema eléctrico       | 2338,34   |

|                     |                            |          |
|---------------------|----------------------------|----------|
| <b>Refrigerante</b> | R-134a (750 g) botella c/u | 150      |
|                     | <b>Total</b>               | 10966,62 |

El valor total para una futura puesta en marcha del sistema de enfriamiento diseñado para la torre de destilación del Laboratorio de Control de Procesos Químicos es de Bs. 10966,62.

## **5. Propuesta de una experiencia práctica y elaboración de una guía instruccional.**

La práctica propuesta se plantea con la finalidad de ser incorporada como experiencia evaluativa en el Laboratorio de Control de Procesos Químicos, de tal manera de afianzar la enseñanza del estudiante en cuanto a controladores lógicos programables. La propuesta se creó para ser impartida a los alumnos que cursan la materia Control de Procesos Químicos (teoría y práctica). La práctica incursiona en la automatización de procesos a través de controladores lógicos, que hoy en día facilitan la operación o control de uno o más sistemas a los ingenieros.

La manera como está diseñada la práctica, utilizando términos y conceptos que mas usados durante la formación del ingeniero químico en materia de control de procesos, va a facilitar al docente o al personal encargado la incorporación como experiencia educativa y evaluativa en el laboratorio, donde la innovación, son los controladores lógicos programables, razón por la cual hace que esta propuesta sea llamativa e interesante para su inclusión en el conjunto de prácticas que se llevan a cabo en el Laboratorio de Control de Procesos Químicos.

Control de Procesos Químicos, es una asignatura que presenta un extenso contenido, que complementan la formación del Ingeniero Químico. Se desea afianzar la formación académica con la esta propuesta, que incorpora nuevos conocimientos y faciliten la enseñanza de software de programación de sistemas de control. Otra razón de peso es que en la actualidad el ingeniero químico debe conocer de sistemas automatizados, dispositivos de control, software para su funcionamiento, análisis de lazos de control, variables principales de un proceso, y tecnologías relacionadas con la

automatización de un proceso, de tal manera que faciliten la operación y supervisión del ingeniero dentro de la industria.

La práctica fue propuesta con la finalidad de cubrir la necesidad del Laboratorio de Control de Procesos Químicos, ya que se quiere incorporar el uso de la torre de destilación que se encuentra en el laboratorio para que pueda ser utilizado como un proceso para implementarle un sistema automatizado de control, que contribuya con el proceso de enseñanza. Sin embargo; se invita a plantear nuevas prácticas que fusionen los contenidos vistos en las asignaturas de la carrera de Ingeniería Química con la finalidad de aprovechar el recurso que esta investigación propone. Durante el desarrollo de esta práctica se busca estimular al estudiante en el análisis de conceptos referidos a la automatización de procesos y permitir la integración de herramientas de otras asignaturas incorporando el uso de válvulas de control, software para controladores lógicos programables y ciclos de refrigeración.

A continuación se presenta el desarrollo de la práctica propuesta.

### **Configuración y operación de un lazo de control**

En esta experiencia se estudiarán los elementos necesarios para manipular un proceso, donde se emplea como herramienta un software para controladores lógicos programables (PLC). Allí se permite manipular la válvula de control, a fin de regular el flujo de enfriamiento de la torre de destilación y de esta manera estudiar las perturbaciones que le genera al sistema.

Durante la experiencia se estudiarán los sistemas de control de procesos, los tipos de que existen, el procedimiento para su identificación, y la automatización de un proceso aplicando los controladores lógicos programables.

Objetivo general:

- Configurar y operar un lazo de control correspondiente al flujo de agua de enfriamiento en la torre de destilación ubicada en el Laboratorio de Control de Procesos Químicos.

#### Objetivos específicos:

- Analizar el funcionamiento del controlador lógico programable (PLC).
- Identificar los componentes del sistema de enfriamiento de la torre de destilación.
- Especificar los componentes necesarios para el lazo de control.
- Configurar el lazo de control (conectar sus elementos y sus límites operacionales)
- Establecer y programar lógicas de control en el sistema Quick II.
- Evaluar la efectividad del proceso de destilación.
- Conocer los elementos modernos presentes en el control de procesos.

#### Antes de realizar la experiencia el alumno deberá consultar:

- Funcionamiento e instalación de los controladores lógicos programables (PLC).
- Sistemas de control de procesos.
- Identificación de lazos de control.
- Métodos operatorios para equipos de destilación.
- Funcionamiento de un ciclo de refrigeración y los equipos que lo conforman.
- Tipos de ciclos de refrigeración.
- Dispositivos electrónicos de control.
- Documentación del funcionamiento del Quick II.
- Bibliografía correspondiente al proceso en estudio.

#### Equipos a ser empleados en la experiencia:

- Torre de destilación del laboratorio de control de procesos químicos.
- Computador.
- Cable de comunicación RS232 SCADA.
- Sensor de temperatura.

#### Materiales a utilizar:

- Solución de etanol – agua.
- Vaso de precipitados de 500 mL.
- Embudo de llenado.
- Cronómetro.

- Balón aforado de 500 mL.

Actividades durante la experiencia.

- 1- Operar la torre de destilación del laboratorio.
- 2- Definir los objetivos del lazo, determinar los elementos presentes.
- 3- Entender el concepto de estrategias para el control en Quick II y proponer algunas lógicas simples para el control del flujo.
- 4- Proponer el procedimiento para la puesta en marcha del equipo y del sistema de control.
- 5- Operar el sistema en lazo abierto para explorar sus límites de respuesta.

Especificación del equipo en estudio

El equipo a operar está compuesto por una torre de destilación conformada por un sistema de enfriamiento que utiliza un ciclo de refrigeración por compresión, para mantener el fluido de enfriamiento (agua), en un rango de temperatura de (15-20) °C. Dicho sistema contiene una unidad donde se encuentra el fluido de enfriamiento que se suministra al sistema por medio de tuberías de PVC y una bomba de capacidad 2 gpm. Al sistema de tubería se le instalaría una válvula de control de flujo electrónica, con el fin de conectar esta válvula al controlador lógico programable (PLC), para los análisis que conlleva esta experiencia. El equipo también está compuesto por un computador donde está instalado el software para la manipulación del controlador y sus variables a estudiar, permitiendo observar el comportamiento del sistema.

Marco teórico.

*Variable controlada*

Es la cantidad o condición que se mide y controla. Normalmente la variable controlada es la salida del sistema.

*Variable manipulada*

Es la cantidad o condición que se utiliza para mantener la variable controlada en el punto de control.

*Sistema*

Es una combinación de componentes que actúan conjuntamente y cumplen determinado objetivo.

#### *Perturbaciones*

Es una señal que tiende a afectar adversamente el valor de la salida de un sistema.

#### *Sistemas de control de procesos*

Es aquel sistema de regulación automática en el que la salida es una variable como temperatura, presión, flujo, nivel de líquido o pH.

#### *Sistema de control de lazo cerrado*

Es aquel que tiende a mantener una relación preestablecida entre la salida y alguna entrada de referencia, comparándolas y utilizando la diferencia como medio de control.

#### *Sistema de control de lazo abierto*

Se refiere a la situación en la que se desconecta el controlador del sistema, es decir, el controlador no realiza ninguna función de mantener la variable controlada en el punto de control.

#### *Controlador programable*

Es un sistema de control de estado sólido que supervisa el estado de dispositivos.

#### *Controlador lógico programable (PLC)*

Es un equipo electrónico, programable, diseñado para controlar en tiempo real e industrial procesos secuenciales.

#### Método operatorio

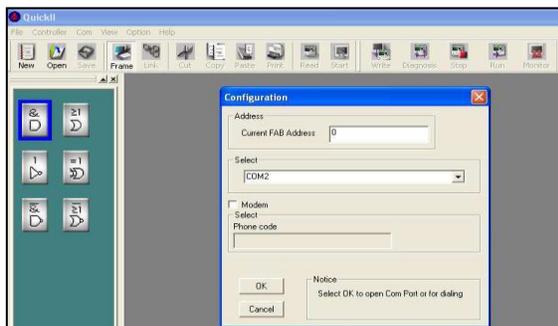
##### Arranque

- 1- Preparar una solución binaria etanol-agua en un balón aforado de 500 mL.
- 2- Verificar que todas las válvulas del sistema se encuentren cerradas para evitar la fuga de la alimentación por las líneas alternas.
- 3- Drenar cualquier líquido remanente en el sistema de tuberías de la torre de destilación, manipulando para ello, las válvulas necesarias.
- 4- Retirar el tapón del calderín, y verter la solución de etanol-agua, con la cual se efectúa la alimentación del proceso.
- 5- Abrir completamente la válvula de tres vías en posición adecuada a fin de permitir el paso del destilado-condensado una vez que comience el calentamiento (reflujo total).

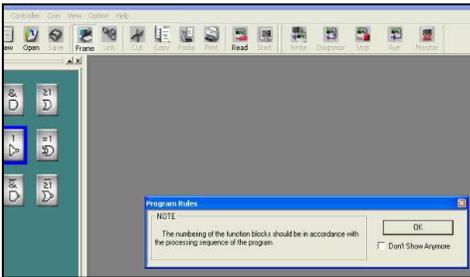
- 6- Encender el sistema de enfriamiento para iniciar el recorrido del fluido de enfriador.
- 7- Encender el reóstato y ubicar el dial a un 50%, al transcurrir cinco minutos aumentar en un 5% y continuar aumentando cada dos minutos hasta llegar a 80%.
- 8- Encender el computador, mantener la pantalla inicio de Windows.

#### Operación

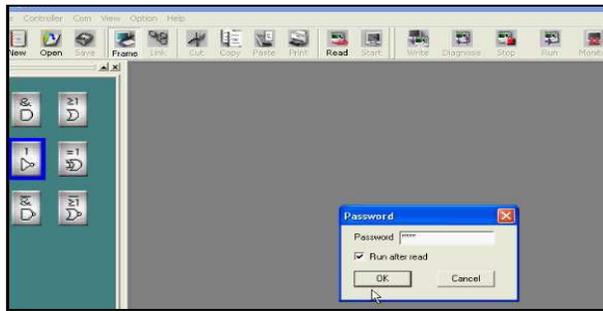
- 9- Medir la temperatura en el calderín, en el medio y tope de la torre de destilación cada tres minutos, para obtener los datos termodinámicos de estas corrientes y verificar con estas variables cuando se alcance el equilibrio.
- 10- Repetir el paso anterior hasta que las temperaturas en cada punto se mantengan constantes entre sí (menor a una diferencia de 1° C), ya que esto garantiza la estabilización del sistema.
- 11- Conectar el cable RS232 SCADA de la válvula de control al PLC en su respectivo puerto.
- 12- Conectar el PLC al computador.
- 13- Ejecutar el programa específico del PLC denominado QUICK II que está instalado en el CPU.
- 14- Hacer clic en **COM** en la barra de menú principal seleccione configuración, y haciendo clic aparecerá la siguiente ventana.



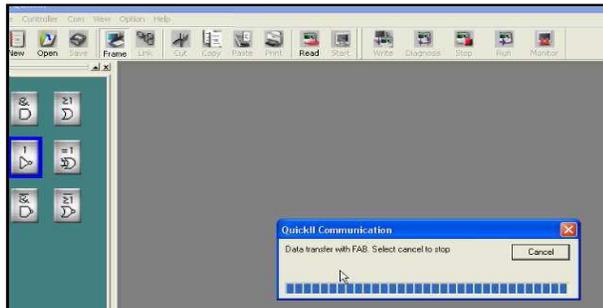
- 15- Verificar que todos los datos estén idénticos al cuadro de diálogo, luego dar clic en OK. Si los datos no están idénticos quiere decir que hay que cambiar de puerto el cable de comunicación en el CPU.
- 16- Hacer clic en **READ** aparecerá el siguiente cuadro de dialogo dar clic en OK.



17-Después se mostrará una ventana donde se indica que ingrese la contraseña; una vez ingresada, se selecciona ok. La contraseña predefinida es 0000 cuatro veces el cero.



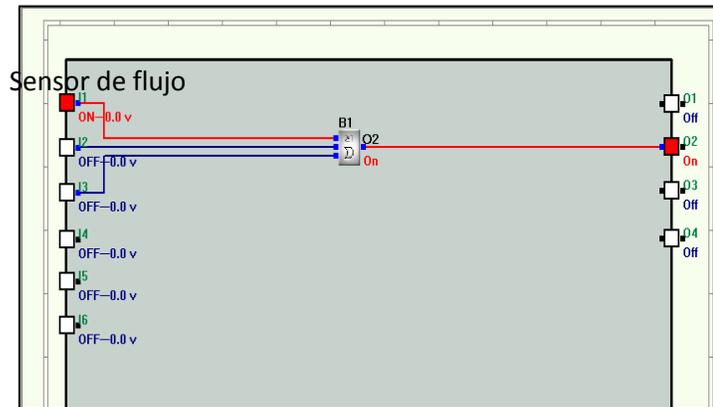
18-Después de hacer clic al botón ok, aparecerá una ventana donde se observa que está cargando el programa en el controlador. (esperar unos segundos)



19-Inmediatamente aparecerá el programa de funcionamiento del sistema haciendo clic en maximizar y se completa la supervisión respectiva.



20-En el diagrama del programa se activan las entradas y/o las salidas, en color rojo al manipularse directamente en el controlador.

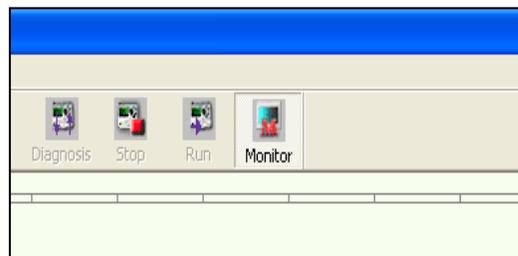


21-Se activa el sensor de regulación de flujo, manipulándose de acuerdo al nivel de análisis que se requiera realizar en la experiencia.

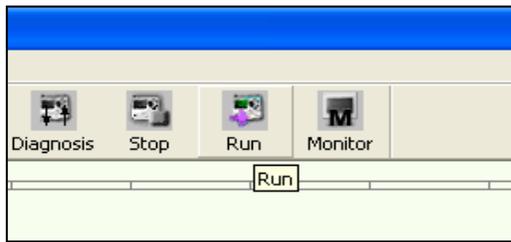
22-Se estudian los parámetros del controlador y los efectos que ocasiona la perturbación.

Parada

23-Detener el monitoreo del controlador, seleccionando el icono monitor en la barra principal.



24-Detener la ejecución del programa, seleccionando el icono stop.



25-Salir del programa.

26-Apagar el computador.

27-Ubicar el reóstato en 0% y luego colocar el interruptor en off, para detener el suministro de energía a la manta de calentamiento.

28-Esperar un tiempo moderado para asegurar de que se desaloje el líquido del sistema.

29-Dejar el sistema de enfriamiento operando por un tiempo para ayudar en el enfriamiento de las tuberías y equipos de la torre.

30-Apagar el sistema de refrigeración.

31-Dejar la solución contenida en el calderin y luego reciclarla para su futuro uso en el laboratorio.

32-Medir presión y temperatura ambiente.

#### Normas de seguridad

- Manipular el equipo con sumo cuidado ya que está expuesto a altas temperaturas elevadas y cualquier movimiento brusco puede causar ruptura de alguna de sus partes.
- Manipular el equipo con guantes para evitar quemaduras en los operarios.
- Mantenerse en la cercanía del equipo para controlar cualquier irregularidad que se pueda presentar.

*Tiempo de duración para esta practica de 1 h 20 min, estimando el tiempo de estabilización de la torre de 30 minutos máximos y la manipulación del controlador y toma de datos de aproximadamente 50 min.*

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

*A continuación se muestran las conclusiones de mayor relevancia en el desarrollo de la investigación. También se presentan las recomendaciones más pertinentes para la continuación de este estudio.*

### CONCLUSIONES

- 1- La temperatura del agua de enfriamiento al finalizar la experiencia práctica es de 66 °C.
- 2- El tiempo de destilación fue de 79,40 min y se obtuvo 30,3 mL de destilado.
- 3- La torre de destilación demanda 900 W de energía térmica.
- 4- El refrigerante seleccionado es el tetrafluoroetano (R-134a), por su bajo riesgo ambiental y valor económico.
- 5- El intercambio térmico en el evaporador es de 938,09 W y el calor expulsado en la unidad de condensación fue de 1100,73 W.
- 6- El ciclo opera con una presión de alta de 10,17 bar y una de baja de 3,75 bar.
- 7- La temperatura en el evaporador es de 7 °C, el condensador opera a 40 °C de temperatura.
- 8- La longitud efectiva para la condensación es 3,60356 m.
- 9- La unidad de condensación seleccionada es marca Danfoss, modelo OP-UCGC011, con un caudal de aire de 518 m<sup>3</sup>/h, rango de temperatura de evaporación (-35°C +10°C) y compresor de ¼ hp, modelo FR11.GX.
- 10-La válvula de expansión termostática seleccionada es de la marca Sporlan, tipo NI de conexión SAE roscar y trabaja a temperaturas de evaporación entre -10 y 10°C.
- 11-La válvula solenoide es Danfoss, servoaccionada, de 2/2 vías, con un cuerpo de latón resistente a la desgalvanización y acero inoxidable, que presenta un rango de caudal de operación de (4 – 40) m<sup>3</sup>/h.
- 12-El evaporador elegido es de inmersión en baño de agua sin formación de hielo, con una longitud de tubería efectiva de 2,65 m.
- 13-El costo asociado al diseño del sistema de enfriamiento es de Bs. 10966,62.

### RECOMENDACIONES

- 1- Realizar un mantenimiento previo al equipo de destilación antes de ponerlo en operación.
- 2- Sustituir la bomba centrífuga de la línea de enfriamiento por una de menor potencia para disminuir el calentamiento acelerado y las pérdidas de energía en el fluido.
- 3- Proponer sistemas de control avanzados para detección de fallos en el sistema y así ofrecer un buen desempeño del equipo.
- 4- Analizar el comportamiento del flujo bifásico en el condensador y evaporador, con miras de ofrecer material de apoyo a los estudiantes interesados en la materia de refrigeración.
- 5- Evaluar por otros modelos de cálculo el régimen en transición en el flujo bifásico en el condensador.
- 6- Evaluar por otros métodos la estimación de los coeficientes convectivos internos durante la condensación y evaporación.
- 7- Efectuar la puesta en marcha de este sistema de enfriamiento y sustituir de manera inmediata el sistema actual de la torre de destilación del laboratorio de Control de Procesos Químicos.
- 8- Proponer prácticas de laboratorios las cuales relacionen la termodinámica con el control de procesos químicos, con el fin de equipar al laboratorio de un conjunto de prácticas, que puedan ser desarrolladas en un futuro por los estudiantes de ingeniería química.

## 1. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

2. Alarcón, J., (1998). *Tratado práctico de refrigeración automática*. Marcombo Boixareu Editores. 12ª edición. España.
3. Antamba, J. (2009). *Sistema didáctico de refrigeración*. Revista científica de la Facultad de Ciencias de la Ingeniería. 2009(1), 90.
4. Arias, F. G. (1999). *El proyecto de investigación*. Guía para su elaboración (3ª ed.). Caracas: Editorial Episteme/ Oriol Ediciones.
5. Ashrae (*American Society of Heating, Refrigeration, and Air Conditioning Engineers*). (1997). *ASHRAE handbook. Fundamentals*. Atlanta, Georgia, USA. ASHRAE. 384
6. Bejan, A., Kraus, A. (2.003). *Heat transfer handbook*. Editorial Advisory Board.
7. Bernabe, M. (2005). *Diseño de una cámara de frío para el almacenaje de papas*. Trabajo especial de grado. Universidad Austral de Chile. Chile.
8. Bolivar, A. (2001). *Simulación de procesos y ciclos termodinámicos mediante un programa de computadora*. Trabajo especial de grado no publicado. Universidad de Carabobo. Facultad de Ingeniería. Venezuela.
9. Carrier Air Conditioning Company. (1986). *Manual de aire acondicionado*. Marcombo Boixareu Editores. España.
10. Casas, V. (2008). *Diseño y puesta en marcha de una planta piloto de rectificación de mezclas líquidas binarias en el Laboratorio de control de Procesos Químicos de la Universidad de Carabobo*. Trabajo especial de grado no publicado. Ingeniería Química, Universidad de Carabobo. Venezuela.
11. Castro, G. (2009) *Diseño de la práctica simulada de refrigeración en el laboratorio de operaciones unitarias, de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala*. Trabajo especial de graduación. Facultad de Ingeniería Química. Universidad de San Carlos. Guatemala.
12. Cengel, Y., Boles, M. (2.006). *Termodinámica*. 5ª edición. Mc.Graw Hill. Madrid.
13. Cooper, M. (1.984). Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling: A wide ranging examination using reduced properties, in advances in heat transfer, Vol. 16, J. P. Hartnett and T. F. Irvine, eds., Academic Press, New York, pp. 157–239.

14. Coronel Toro, J.F. (2004). *Colección de tablas y graficas de tecnología frigorífica*. Versión 3.2. Dpto. de Ingeniería energética y mecánica de fluidos (Grupo Termotecnia). Universidad de Sevilla.
15. Danfoss. (2006). Catálogo de refrigeración comercial.
16. De La Oliva, J.F. (2009). *Selección de los elementos de una instalación frigorífica*, guía práctica.
17. Delgado, A. y Lozada, L. (2005). *Evaluación y propuesta de una alternativa para la destilación de una mezcla binaria azeotrópica en la torre de rectificación del laboratorio de Ingeniería Química*. Trabajo especial de grado no publicado. Universidad de Carabobo. Facultad de Ingeniería. Venezuela.
18. Dittus, F., Boelter, L. (1930). Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. Univ. Calif. (Berkeley) Publ. Eng., 2(13), 443.
19. Dobson, M., Chato, J. (1.998). Experimental evaluation of internal condensation of refrigerants R-12 and R-134a. ASHRAETrans, 100(1), 744–754.
20. Dossat, R. (1997). *Principios de refrigeración*. México: CECSA.
21. García, O. (2000). *Simulación numérica y validación experimental de evaporadores, condensadores y tubos capilares. Integración en sistemas de refrigeración por compresión*. Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Catalunya. España.
22. Himmelblau, D. (1.997). *Principios básicos y cálculos en Ingeniería Química*. 6a edición. Prentice Hall Hispanoamericana S.A.
23. Hurtado, J. (2008). *Metodología de la investigación, una comprensión holística*. Caracas: Ediciones Quirón – Sypal.
24. Incropera, F. y De Witt, D. (1.999). *Fundamentos de transferencia de calor*. 4ª edición. Pearson Prentice Hall. México.
25. Kattan, N., Thome, J., and Favrat, D. (1.998). Flow Boiling in Horizontal Tubes, 1: Development of a Adiabatic Two-Phase Flow Pattern Map, J. Heat Transfer, 120, 140–147.
26. Larousse. (2008). *Diccionario Español-Inglés/Inglés-Español*. Ediciones Larousse, S.A México DF.

27. Leon, J y Pastran, E. (2003). *Diseño y evaluación de un sistema de destilación azeotrópica de una mezcla etanol-agua con fines didácticos*. Trabajo especial de grado no publicado. Ingeniería Química, Universidad de Carabobo.
28. Leon, J. (2003). *Diseño del sistema de enfriamiento automatizado para el reactor R-1500 de Dupont de Venezuela C.A.* Trabajo especial de grado no publicado. Universidad de Carabobo. Facultad de Ingeniería. Venezuela.
29. Macario, G., (2009). *Diseño de la práctica simulada de refrigeración en el Laboratorio de Operaciones Unitarias, Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala*. Universidad De San Carlos. Guatemala.
30. Martinez, V., y otros. (2000). *Simulación de procesos en Ingeniería Química*. Plaza y Valdez Editores. 1ª edición. México.
31. Mc.Cabe, W., Smith, J y Harriott, P. (2.003). *Operaciones Unitarias en Ingeniería Química*. 6ª edición. McGraw Hill. Madrid.
32. Montenegro, D. et al (2009). *Diseño e implementación de un sistema de refrigeración para equipos de laboratorio*. Revista Colombiana de Física, (41)1,155-158.
33. Mujica, V. (2008). *Implantación de un prototipo experimental de refrigeración por compresión de vapor con fines didácticos*. Trabajo de ascenso. Facultad de Ingeniería Química. Universidad de Carabobo.
34. Nelson, W. (1969). *Refrigeración comercial e industrial*. Dossat S.A. Madrid.
35. Olmos L., Velasquez R., Isaza C. (2007). *Diseño de un equipo experimental para evaluar ciclos de refrigeración por absorción y adsorción*. Universidad Pontificia Bolivariana. Colombia.
36. Perry, R., Green, D. y Maloney, J. (1.992). *Manual del Ingeniero Químico*. 6ª edición. Mc.Graw Hill.
37. Pinazo Ojer, José.; Jaesuria Hernandez, Emilio.; Salvador Jarque, Ismael. (1998). *Dimensionamiento gráfico para tuberías de refrigeración R-134a*. Servicio de Publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia (1995)
38. Pita E. (1994). *Acondicionamiento del aire, principios y sistemas*. 2da ed. México: CECSA.

39. Quezada, J. (2006). *Criterios para la selección de equipos mecánicos en sistemas de aire acondicionado que utilizan equipos chillers entre 60 y 110 toneladas*. Trabajo de graduación. Universidad de San Carlos de Guatemala. Guatemala.
40. Rapin, P. (2002). *Prontuario del frío*. 3<sup>era</sup> Edición. Editores Técnicos Asociados S.A. España.
41. Sanchez. R., (2006). *Diseño de un secador con bomba de calor de doble cámara*. Trabajo especial de grado. Instituto Politécnico Nacional. México.
42. Smith J., Van Ness H y Abbott, M. (2003). *Introducción a la termodinámica en Ingeniería Química*. 5a edición. Mc.Graw Hill. Madrid.
43. Soliman, H. (1.982). On the annular-to-wavy flow pattern transition during condensation inside horizontal tubes, *Can. J. Chem. Eng.*, 60, 475–481.
44. Termoven. *Guía y diseño de líneas de refrigeración*. (2.006). disponible en URL: [www.termoven.es](http://www.termoven.es) [Consultado el 8 de noviembre del 2011]
45. Torregosa, A. et al (2008). *Metodología para el análisis de un sistema de refrigeración rediseñado para un motor diesel*. *Revista Scientia Et Technica* (XIV) 38, 193-198.
46. Van Wylen, G., Sonntag, R., Borgnakke. C. (2.003). *Fundamentos de termodinámica*. 2<sup>a</sup> edición. Editorial Limusa. México.
47. Varela, A. et al (2000). *Diseño de un sistema de enfriamiento para un reactor de tanque agitado*. *Revista Ingeniería UC*. (07)1.
48. Withman, W., y Jhonson, W. (2006). *Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado*. Tomo 1. Fundamentos. 1<sup>a</sup> Edición. Editorial Thomson-Paraninfo. España.

## APÉNDICE A

### MODELOS MATEMÁTICOS Y CÁLCULOS TÍPICOS

*En esta sección se presentan los cálculos típicos correspondientes a la obtención de los resultados expuestos en el capítulo IV. Los cálculos están basados en los modelos matemáticos adecuados para cada caso.*

#### **Estimación de la demanda energética de torre de destilación.**

Para determinar la demanda energética requerida por la torre se calcula el calor sensible que experimenta el fluido cuando pasa por cada equipo de la línea de enfriamiento de la torre (bomba, enfriador y condensador). Una vez integrada la ecuación 3.1 se utiliza para la determinación de la carga térmica de la torre. Para ejemplificar el cálculo se toman los datos de temperatura de entrada y salida para la bomba.

1. Cálculo de la densidad del agua: partiendo de la siguiente ecuación:

$$\rho_{H_2O} = \frac{m_{PII} - m_{PV}}{V_P} \quad \text{A.1 (Himmelblau, 1998)}$$

Dónde:

$\rho_{H_2O}$ : Densidad del agua, (kg/m<sup>3</sup>)

$m_{PII}$ : Masa del picnómetro lleno, (kg)

$m_{PV}$ : Masa del picnómetro vacío, (g)

$V_P$ : Volumen del picnómetro, (mL)

Sustituyendo los valores correspondientes:

$$\rho_{H_2O} = \frac{(0,0478 - 0,0232) \text{ kg}}{25,08 \text{ mL}} \cdot 1000000 \frac{\text{mL}}{\text{m}^3} = 980,861244 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot$$

$$\rho_{H_2O} = (981 \pm 8) \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

2. Determinación del caudal del agua de enfriamiento: usando la siguiente ecuación.

$$Q_{ae} = \frac{V}{t} \quad A.2$$

Dónde:

$Q_{ae}$ : caudal del agua de enfriamiento ( $m^3/s$ ).

$V$ : Volumen recolectado ( $m^3$ ).

$t$ : tiempo de recolección (s)

Sustituyendo se tiene los valores de la tabla B.2.

$$Q_{ae} = \frac{300mL \cdot 1 \times 10^{-6} m^3/mL}{3,5 s} = 8,571428 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

$$Q_{ae} = (9 \pm 2) \times 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

3. Calculo del flujo másico: usando la ecuación de continuidad.

$$\dot{m} = \rho_{H_2O} \cdot Q_{ae} \quad A.3$$

Donde:

$\dot{m}$ : Flujo másico del agua de enfriamiento ( $kg/s$ ).

Sustituyendo los resultados antes obtenidos se tiene

$$\dot{m} = \frac{981Kg}{m^3} \cdot 9 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s} = 0,08829 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m} = (0,09 \pm 0,02) \frac{kg}{s}$$

Se tomaron cinco corridas de datos para el volumen y tiempo de recolección de agua de enfriamiento, se determina el flujo másico para cada corrida y al final estos se promedian dando un flujo másico del agua de enfriamiento de  $(0,09 \pm 0,02) kg/s$ .

4. Se obtiene la temperatura media tomando las temperaturas de entrada y salida de la bomba (tabla B.3).

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad A.4$$

Dónde:

$T_m$ : temperatura media (K).

$T_1, T_2$ : Temperatura de entrada y salida del equipo (K).

Sustituyendo:

$$T_m = \frac{315,95 K + 317,55K}{2} = 316,75 K$$

Con la temperatura media se obtiene la capacidad calorífica del agua, usando las tablas de propiedades, resultando 4179,21 J/kg.K

5. Calculo del calor sensible con la ecuación 3.1 integrada.

$$\dot{Q} = m \cdot Cp \cdot (T_2 - T_1) \quad A.5$$

$\dot{Q}$ : Flujo de calor sensible (kJ/s).

$m$ : Flujo másico del agua de enfriamiento (kg/s).

$Cp$ : Capacidad calorífica (kJ/kgK).

$T_1, T_2$ : Temperatura de entrada y salida del equipo (K).

Sustituyendo se tiene:

$$\dot{Q} = 0,086 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 4179,21 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cdot \text{K} \cdot (317,55 - 315,95)K = 575,059296W$$

$$\dot{Q} = (600 \pm 200)W$$

Se repite el procedimiento del paso 4 y 5 para cada corrida de datos. Una vez obtenidos todos los flujos de calor que aporta la bomba al fluido estos se promedian. Se sigue el mismo procedimiento para los datos tomados correspondientes al enfriador y el condensador de tope, estos resultados se encuentran en la tabla A.1.

**Tabla A.1. Carga térmica aportada por los equipos de la torre al agua de enfriamiento.**

| <b>Flujos de calor<br/>(Q) W</b> | <b>Bomba</b> | <b>Enfriador</b> | <b>Condensador</b> |
|----------------------------------|--------------|------------------|--------------------|
|                                  | 411,2341     | 241,5857         | 281,4110           |

Luego estos valores se suman para obtener la demanda requerida de la torre de destilación por carga del Laboratorio de Control de Procesos Químicos, que es igual a  $(900 \pm 600)$  W.

### **Especificación del ciclo de refrigeración.**

Se aplica la ecuación 3.2, para determinar la temperatura de condensación del ciclo de refrigeración. Para ello se fija la temperatura ambiente en  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  y para la diferencia de temperatura se supone igual a  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  del rango  $(5 - 10)\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

$$T_{cond} = 30\text{ }^{\circ}\text{C} + 10^{\circ}\text{C} = 40^{\circ}\text{C}$$

Para el cálculo de la temperatura de evaporación se utiliza la ecuación 3.3, y la tabla 3.4, eligiendo el rango de  $(8 - 12)\text{ }^{\circ}\text{C}$  correspondiente a evaporadores de inmersión en baño de agua. Escogiendo para la diferencia de temperatura el límite inferior del rango y para la temperatura ambiente (agua de enfriamiento) se fija en  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Aplicando la ecuación se tiene:

$$T_{evap} = 15\text{ }^{\circ}\text{C} - 8^{\circ}\text{C} = 7^{\circ}\text{C}$$

Para dibujar el punto de partida del ciclo (punto 1), entrada del compresor, se supone que la temperatura de entrada del refrigerante es igual a la de evaporación. Por lo tanto el punto 1 tendrá las siguientes condiciones:

#### **Tabla A.2. Condiciones del refrigerante en el punto 1.**

|                                    |          |
|------------------------------------|----------|
| Temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ ) | 7        |
| Presión (kPa)                      | 374,6004 |
| Entalpía (kJ/kg)                   | 402,63   |
| Entropía (kJ/kg.K)                 | 1,7235   |

En el punto anterior inicia la compresión del refrigerante, suponiendo que el proceso es a entropía constante y siguiendo la línea de entropía correspondiente a este punto, se intercepta la línea de presión de condensación (presión de descarga), teniendo en el punto 2, luego de la compresión, las siguientes condiciones:

#### **Tabla A.3. Condiciones del refrigerante en el punto 2.**

|                                    |         |
|------------------------------------|---------|
| Temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ ) | 47,66   |
| Presión (kPa)                      | 1016,51 |

|                    |        |
|--------------------|--------|
| Entalpia (kJ/kg)   | 427,98 |
| Entropía (kJ/kg.K) | 1,7235 |

El refrigerante luego de ser comprimido, pasa a través del condensador, suponiendo presión constante y la condición de líquido saturado a la salida. Se encuentra las condiciones del punto 3:

**Tabla A.4. Condiciones del refrigerante en el punto 3.**

|                    |         |
|--------------------|---------|
| Temperatura (°C)   | 40      |
| Presión (kPa)      | 1016,51 |
| Entalpia (kJ/kg)   | 256,41  |
| Entropía (kJ/kg.K) | 1,1905  |

Una vez que el refrigerante condense, estando en una condición de líquido saturado este es estrangulado al pasar a través del dispositivo de expansión, en este punto la presión desciende a entalpia constante, hasta alcanzar la condición de mezcla líquido-vapor a la entrada del evaporador, entonces se define el punto 4.

**Tabla A.5. Condiciones del refrigerante en el punto 4**

|                         |          |
|-------------------------|----------|
| Temperatura (°C)        | 7        |
| Presión (kPa)           | 374,6004 |
| Entalpia (kJ/kg)        | 256,41   |
| Entropía (kJ/kg.K)      | 1,2016   |
| Calidad de vapor (adim) | 0,243    |

El refrigerante al pasar a través del evaporador absorbe el calor del medio y produce el efecto refrigerante, saliendo de este punto en forma de vapor saturado (idealmente sin caídas de presión y temperatura constante). Para completar el ciclo de refrigeración, al salir el refrigerante del evaporador alcanza nuevamente las condiciones del punto 1.

**Selección del aislante a usar en las paredes del tanque de enfriamiento.**

Para la asignación del factor de jerarquía a cada uno de los criterios se suma por fila el puntaje obtenido.

$$P_T = \sum P_i \quad A.6$$

Dónde:

$P_T$ : Puntuación total para cada parámetro.

$P_i$ : Puntuación del criterio con respecto a cada uno de los otros parámetros.

De la tabla 4.10 para el caso de la toxicidad se tiene:

$$P_T = 0,5 + 0 + 0,5 = 1$$

Esta misma operación se efectúa para cada fila de la tabla una vez obtenido todos los puntajes para cada criterio. Luego se obtienen el porcentaje individual de cada criterio, con la siguiente ecuación:

$$\%P_i = \frac{P_T \cdot 100}{8} \quad A.7$$

Dónde:

$\%P_i$ : Factor de jerarquía individual de cada criterio (%).

Sustituyendo en la ecuación para el caso del criterio toxicidad se tiene:

$$\%P_i = \frac{1 \cdot 100}{8} = 12,5 \%$$

En la tabla 4.10 se muestran los porcentajes para el resto de los criterios relevantes.

Al aplicar la matriz de decisión se le asigna la ponderación de cada aislante por criterio utilizando la ecuación A.8.

$$P_{Ci} = P \cdot \%P_i \quad A.8$$

Dónde:

$\%P_i$  = Factor de jerarquía por criterio (%)

P = Ponderación asignada

$P_{Ci}$  = Ponderación por criterio.

Usando la tabla 4.11 para el caso del aislante poliestireno y el criterio toxicidad, se tiene:

$$P_{Ci} = 5 \cdot 12,5\% = 62,5 \%$$

La puntuación total para cada refrigerante se realiza aplicando la ecuación A.9

$$P_F = \sum_{i=1}^n P_{Ci} \quad A.9$$

Donde:

$P_F$  = Ponderación final

n = Numero de criterios

Para el caso particular del aislante poliestireno, se tiene:

$$P_F = 62,5 + 187,5 + 125 + 93,75 = 468,75$$

**Determinación del flujo de calor en el evaporador y condensador.**

## Determinación del flujo de calor por las paredes del tanque de almacenaje de agua de enfriamiento.

El tanque de almacenaje de agua de enfriamiento que forma parte del evaporador es de forma circular, en la tabla 4.13 se muestran las dimensiones las cuales son utilizadas para realizar el cálculo del flujo de calor.

El cálculo de la transferencia de calor se efectúa de la siguiente manera: en primer lugar se calcula el flujo para el cilindro vertical y luego el flujo de la base del tanque, luego se suman y se obtiene el flujo de calor total.

A continuación se muestra el cálculo del flujo de calor para el cilindro vertical:

1. Se supone la temperatura de pared interna,  $T_{wi} = 288,2624 \text{ K}$
2. Se determina la temperatura de película utilizando la siguiente ecuación:

$$T_p = \frac{T_i + T_{aguae}}{2} \quad \text{A.10}$$

Dónde:

$T_p$  = Temperatura de película (K).

$T_{aguae}$ : Temperatura del agua de enfriamiento (K).

$$T_p = \frac{288,2624 + 288,15}{2} = 288,2062 \text{ K}$$

3. Luego de obtener la temperatura de película se buscan las siguientes propiedades en las tablas el agua de enfriamiento:

| Factor para calcular el número de Grashof ( $g\beta\rho^2/\mu^2$ ) | Numero de Prandtl (Pr) |
|--|------------------------|
| 1165888423,08 1/K.m <sup>3</sup>                                   | 8,5515                 |

4. Numero de Grashof

$$Gr = \frac{g\beta\rho^2}{\mu^2} \cdot (T_{wi} - T_{aguae}) \cdot L^3 \quad \text{A.11}$$

Dónde:

Gr: Numero de Grashof (adim)

L: Altura del cilindro (m).

Sustituyendo los valores correspondientes:

$$Gr = 1165888423,08 \frac{1}{K \cdot m^3} \cdot (288,2624 - 288,15)K \cdot (0,35m)^3 = 5618591,21817$$

5. Número de Rayleigh

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad A.12$$

Dónde:

Ra: Número de Rayleigh (adim)

Pr: Número de Prandtl (adim)

Al sustituir se tiene:

$$Ra = 5618591,21817 \cdot 8,5515 = 48047382,8022$$

6. Utilizando la ecuación 3.6 se determina el numero de Nusselt:

$$Nu = \left[ 0,825 + \frac{0,378 \cdot 48047382,8022^{1/6}}{\left( 1 + \left( \frac{0,492}{8,5515} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right]^2 = 58,55515649$$

7. Se calcula el coeficiente de transferencia de calor interno utilizando la ecuación 3.5 y sustituyendo los valores:

$$hi = \frac{58,55515649 \cdot 0,5875425 \text{ W/mK}}{0,35 \text{ m}} = 98,2961229 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

8. Empleando la ecuación 3.4 para estimar el calor por convección:

$$\dot{Q} = 0,2749 \text{ m}^2 \cdot 98,2961229 \cdot (288,2624 - 288,15)K = 3,03722831 \text{ W}$$

9. Utilizando la ecuación 3.7 del capítulo III, se despeja la temperatura de pared externa:

$$Two = \frac{3,03722831 \text{ W} \cdot \left( \frac{0,00016 \text{ m}}{16,0836 \frac{\text{W}}{\text{mK}}} + \frac{0,025 \text{ m}}{0,027 \frac{\text{W}}{\text{mK}}} + \frac{0,00016 \text{ m}}{16,0836 \frac{\text{W}}{\text{mK}}} \right)}{0,2749 \text{ m}^2} + 288,2624 \text{ K}$$

$$Two = 298,492697 \text{ K}$$

10. La temperatura de película del exterior se calcula empleando la ecuación A.10, la temperatura del aire por especificaciones técnica es de 30 °C:

$$T_p = \frac{298,950551 + 303,15}{2} = 300,8213485 \text{ K}$$

11. Con la temperatura de película se determinan las propiedades para el aire:

|  |                        |
|--|------------------------|
| Factor para calcular el número de Grashof ( $g\beta\rho^2/\mu^2$ ) | Numero de Prandtl (Pr) |
| 130957000 1/K.m <sup>3</sup>                                       | 0,70773823             |

12. Utilizando las ecuaciones de los pasos 4, 5 y 6 se calculan los siguientes grupos adimensionales:

|                   |                    |                   |
|-------------------|--------------------|-------------------|
| Número de Grashof | Número de Rayleigh | Número de Nusselt |
| 23578965,0098     | 16687734,9613      | 34,6836495        |

13. Utilizando la ecuación 3.5 para determinar el coeficiente convectivo externo:

$$h_o = \frac{34,6836495 \cdot 0,026425 \text{ W/mK}}{0,35 \text{ m}} = 2,618616704 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

12. Aplicando la ecuación 3.4, utilizando la temperatura de pared y la temperatura ambiente, se obtiene el calor por convección:

$$\dot{Q} = 0,2749 \text{ m}^2 \cdot 2,618616704 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \cdot (303,15 - 298,492697) \text{ K} = 3,352595574 \text{ W}$$

La iteración se detiene cuando el valor de flujo de calor calculado en el paso 8 es igual al flujo de calor obtenido en el paso anterior. La transferencia de calor de la base del tanque se calcula aplicando el procedimiento anterior solo que para el cálculo del número de Nusselt se utiliza la correlación para convección natural para placas horizontales de superficie superior fría (parte inferior de la unidad) ecuación 3.8. La siguiente tabla muestra los flujos de calor obtenidos para cada parte que conforma el tanque cilíndrico y el flujo total en el mismo.

**Tabla A.7. Ganancia térmica por las paredes del tanque de almacenaje del agua de enfriamiento.**

| Partes del tanque          | Flujo de calor (W) | Flujo de calor (Btu/h) |
|----------------------------|--------------------|------------------------|
| Cilindro vertical          | 3,1660             | 10,8028                |
| Base del tanque cilíndrico | 0,6836             | 2,3325                 |
| Tanque total               | 3,8496             | 13,1354                |

Luego de obtener las ganancias térmicas en el tanque de almacenaje de agua de enfriamiento se suma a la demanda energética de la torre para determinar la capacidad energética con la que va a trabajar en evaporador. Esta demanda se determina utilizando la ecuación 3.9:

$$\dot{Q}_{evap} = 934,230961 \text{ W} + 3,8496 \text{ W} = 938,080561 \text{ W}$$

### Determinar la transferencia de calor en el condensador.

- 1- Primero se calcula el flujo másico con la ecuación 3.10, utilizando las entalpías de entrada y salida en el evaporador:

$$\dot{m}_{ref} = \frac{934,08 \text{ J/s}}{(402,63 - 256,41) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \frac{1000 \text{ J}}{1 \text{ kJ}}} = 0,006415542 \text{ kg/s}$$

- 2- El calor en el condensador se determina utilizando el flujo másico calculado en el paso anterior, la ecuación 3.11 y las entalpías de entradas y salida.

$$\dot{Q}_{cond} = 0,006415542 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (427,98 - 256,41) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \frac{1000 \text{ J}}{1 \text{ kJ}} = 1100,71455 \text{ W}$$

### Especificación del equipo para la compresión.

- 1- En el cálculo de la potencia del compresor se utiliza la ecuación 3.12:

$$W_c = \dot{m}_{ref} \cdot (h_e - h_s)$$

Sustituyendo se obtiene:

$$W_c = 0,006415542 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times \left( 427,98 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 402,63 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 0,1626 \text{ kW}$$

- 2- Para el cálculo del rendimiento volumétrico se utiliza la ecuación 3.13 y las presiones de condensación y evaporación :

$$nv = 1 - 0,05 * \left( \frac{1016,509}{374,60} \right) = 0,864$$

- 3- El caudal del refrigerante se determina mediante la ecuación 3.14 utilizando su flujo másico y el volumen específico:

$$Q_{ref} = 3,27948 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} * 0,006415542 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 0,02103964 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

- 4- El cálculo del volumen de barrido del compresor se efectúa utilizando la ecuación 3.15, el caudal calculado en el paso anterior y el rendimiento volumétrico:

$$Vb = \frac{0,02103964 \frac{m^3}{s}}{0,864} = 0,02435 \frac{m^3}{s}$$

- 5- Para el valor de la eficiencia mecánica ( $\eta_m$ ) se estableció inicialmente un valor de 95%, luego se calcula la eficiencia isoentropica utilizando la ecuación 3.16:

$$\eta_i = 0,95 * 0,864 = 0,82$$

- 6- El cálculo de la potencia real del compresor se hace empleando la ecuación 3.17 y la eficiencia isoentropica determinada en el paso anterior:

$$W_{real} = \frac{0,1626 W}{0,82} = 0,198W$$

Con los parámetros calculados de volumen de barrido, caudal de refrigerante y potencia real se utilizan los catálogos comerciales donde se buscara el compresor que satisfaga lo requerido por el sistema.

### **Especificación del equipo para la expansión.**

El primer paso para la especificación de la válvula de expansión es establecer las temperaturas de condensación, evaporación y la de entrada del refrigerante a la válvula de expansión.

Temperatura de condensación  $T_k$ : 40°C

Temperatura de evaporación  $T_o$ : 7°C

- 1- Para determinar la temperatura de entrada del refrigerante a la válvula se utiliza la ecuación 3.31 y se establece un valor de subenfriamiento de 10:

$$T_{env} = 40^\circ C - 10 = 30^\circ C$$

- 2- Determinación de la caída de presión en el exterior de la válvula utilizando la ecuación 3.32, las presiones de condensación y evaporación y las pérdidas por carga en la línea de líquido obtenidas empleando las graficas de la guía de cálculo y diseño de líneas de refrigeración Termoven:

$$\Delta P = 10,16 \text{ bar} - 3,74 \text{ bar} - 0,69 = 5,73 \text{ bar}$$

- 3- Cálculo de la potencia nominal requerida por el sistema, usando para ello la ecuación 3.33 y los factores de corrección de temperatura, donde se utiliza la

temperatura de entrada a la válvula para el primero y la caída de presión de la válvula para el segundo factor, éstos se utilizan las tablas para refrigerante R134a del catálogo de válvulas de expansión sporlan 201:

$$P_{nv} = 938,09 W \cdot 1,13 \cdot 1,192 = 1263,57W$$

Con esta potencia nominal y la temperatura de evaporación utilizando los catálogos de válvulas Sporlan 201, se selecciona de la válvula.

### **Dimensionamiento de la válvula solenoide .**

Calculo del factor del caudal de la válvula de solenoide Kv, se utiliza la ecuación 3.34:

$$Kv = 75,744 \frac{m^3}{h} \times \sqrt{\frac{1,2701 \frac{kg}{dm^3}}{5,73bar}} = 35,662 \frac{m^3}{h}$$

La selección de la válvula se efectúa empleando el valor de Kv calculado, la presión de condensación y la potencia frigorífica, y utilizando el catálogo para válvulas solenoides Parker.

### **Especificación del equipo de evaporación.**

Para la especificación del equipo de evaporación se debe seguir una cierta cantidad de pasos y utilizar una gran cantidad de ecuaciones para poder obtener todas sus especificaciones.

- 1- En primer lugar se debe especificar el tipo de flujo con el que se está trabajando, material de los tubos, y dimensiones de los tubos del evaporador.

**Tabla A.8. Parámetros para el diseño del evaporador**

| <b>Flujo</b> | <b>Material del tubo</b> | <b>Diámetro int (m)</b> | <b>Diámetro ext (m)</b> |
|--------------|--------------------------|-------------------------|-------------------------|
| Bifásico     | cobre                    | 0,010922                | 0,0127                  |

- 2- Se calcula la velocidad másica del refrigerante que permite identificar en que régimen se encuentra momento de realizar el mapa de flujos.

$$G = \frac{\dot{m}_{ref}}{\frac{\pi}{4} \cdot Di^2} \quad A.11$$

Donde:

$\dot{m}_{ref}$ : flujo másico (kg/s)

Di: diámetro interno (m)

Al sustituir los valores en la ecuación A.11 se determina la velocidad másica:

$$G = \frac{0,006415616 \text{ kg/s}}{\frac{\pi}{4} \cdot 0,01092 \text{ m}^2} = 68,5019 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

Luego del cálculo de la velocidad másica se supone una longitud de tubería para este ejemplo será la longitud final establecida. L: 2,20938 m

3- Como se explicó en el capítulo IV se calculó la fracción de vapor para luego ser graficada; se utiliza la ecuación 2.3

$$\varepsilon = \frac{0,99}{18,2949 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \cdot \left[ (1 + 0,12 \cdot (1 - 0,99)) \cdot \left( \frac{0,99}{18,2949 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} + \frac{1 - 0,99}{1270,1517 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \right) + \frac{1,18 \cdot (1 - 0,99)}{68,5019 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}} \cdot \left( \frac{9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,01072 \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot (1270,1517 - 18,2949) \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{1270,1517 \frac{\text{kg}^2}{\text{m}^3}} \right)^{0,25} \right]^{-1}$$

$$\varepsilon = 0,99835457$$

Donde:

X: calidad del refrigerante = 0,99

4- Siguiendo los pasos, ecuaciones y simbología utilizada en el modelo Kattan, Thome y Favrat (KTF) presentado por Bejan y Kraus (2003); para determinar las velocidades másicas para cada flujo en función de la calidad del vapor se obtiene lo siguiente:

a- Se debe determinar el ángulo de estratificado a partir de la expresión aproximada de Biberg (1999).

$$\theta_{estr} = 2 \cdot \pi - 2 \cdot \left[ \pi \cdot (1 - \varepsilon) + \left( \frac{3 \cdot \pi}{2} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot (1 - 2 \cdot (1 - \varepsilon) + (1 - \varepsilon)^{\frac{1}{3}} - \varepsilon^{\frac{1}{3}} - \frac{1}{200} \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \varepsilon \cdot (1 - 2 \cdot (1 - \varepsilon)) \cdot (1 + 4 \cdot (1 - \varepsilon)^2 + \varepsilon^2) \right] \quad \text{A.12}$$

Donde:

$\varepsilon$ : Fracción de vapor (adim)

Se sustituye el valor de la fracción de vapor en la ecuación A.12:

$$\theta_{estr} = 2 \cdot \pi - 2 \cdot \left[ \begin{array}{l} \pi \cdot (1 - 0,99835457) + \left(\frac{3 \cdot \pi}{2}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot (1 - 2 \cdot (1 - 0,99835457)) \\ + (1 - 0,99835457)^{\frac{1}{3}} - 0,99835457^{\frac{1}{3}} - \frac{1}{200} \cdot (1 - 0,99835457) \\ \cdot 0,99835457 \cdot (1 - 2 \cdot (1 - 0,99835457)) \cdot (1 + 4 \cdot (1 - 0,99835457)^2) \\ + 0,99835457^2 \end{array} \right]$$

$$\theta_{estr} = 5,902923$$

El ángulo estratificado se calcula, porque se requiere para determinar los parámetros relacionados con la geometría del flujo estratificado. Para ello, se utiliza un modelo que mantiene la coherencia del modelo presentado por Kattan, Thome y Favra (KTF), pero que facilita el cálculo de estos parámetros evitando el proceso iterativo, este modelo fue propuesto por Thome y El Hajal (2003), y es el que a continuación se presenta:

b- Cálculo de los parámetros geométricos del flujo estratificado

Parámetro adimensional relacionado a la altura del líquido en el interior del tubo:

$$hLd = 0,5 \cdot \left( 1 - \cos\left(\frac{2 \cdot \pi - \theta_{estr}}{2}\right) \right) \quad A.13$$

Sustituyendo el valor del ángulo estratificado:

$$hLd = 0,5 \cdot \left( 1 - \cos\left(\frac{2 \cdot \pi - 5,902923}{2}\right) \right) = 0,00901$$

Parámetro adimensional referido al área ocupada por el vapor en el interior del tubo:

$$AVd = \frac{A \cdot \varepsilon}{d_i^2} \quad A.14$$

Sustituyo el valor de hLd y se determina el parámetro referido al vapor:

$$AVd = \frac{0,00009366m^2 \cdot 0,99835457}{0,01092m^2} = 0,7842608$$

Parámetro adimensional referido al área ocupada por el líquido en el interior del tubo:

$$ALd = \frac{A \cdot (1 - \varepsilon)}{di^2} \quad \text{A. 15}$$

Sustituyen el valor obtenido con la ecuación A.14

$$ALd = \frac{0,00009366m^2 \cdot (1 - 0,99835457)}{0,01092m^2} = 0,00113728$$

Por último se calcula el perímetro ocupado por el líquido:

$$Pid = \left( \frac{2 \cdot \pi - \theta_{estra}}{2} \right) \quad \text{A. 16}$$

Sustituyendo los valores de hLd:

$$Pid = \left( \frac{2 \cdot \pi - 5,902923}{2} \right) = 0,18898$$

A continuación se presenta una tabla con todos los valores calculados de los parámetros adimensionales.

**Tabla A.9. Parámetros geométricos adimensionales relacionados con el flujo estratificado**

| Altura del líquido (hLd) adim | Perímetro del perímetro ocupado por el líquido (Pid) adim | Área ocupada por el vapor (AVd) adim | Área ocupada por el líquido (ALd) adim |
|-------------------------------|---|--------------------------------------|--|
| 0,7682                        | 0,8440  | 0,1380                               | 0,6474                                 |
| 0,4965                        | 1,0000  | 0,3962                               | 0,3892                                 |
| 0,3735                        | 0,9674  | 0,5179                               | 0,2675                                 |
| 0,3095                        | 0,9246  | 0,5785                               | 0,2069                                 |
| 0,2683                        | 0,8861  | 0,6158                               | 0,1696                                 |
| 0,2384                        | 0,8522  | 0,6418                               | 0,1436                                 |
| 0,2149                        | 0,8214  | 0,6615                               | 0,1239                                 |
| 0,1953                        | 0,7929  | 0,6773                               | 0,1081                                 |
| 0,1784                        | 0,7656  | 0,6905                               | 0,0949                                 |
| 0,1631                        | 0,7390  | 0,7020                               | 0,0834                                 |
| 0,1491                        | 0,7124  | 0,7122                               | 0,0732                                 |
| 0,1359                        | 0,6853  | 0,7214                               | 0,0640                                 |
| 0,1232                        | 0,6572  | 0,7299                               | 0,0554                                 |
| 0,1107                        | 0,6275  | 0,7379                               | 0,0475                                 |

|        |        |        |        |
|--------|--------|--------|--------|
| 0,0983 | 0,5955 | 0,7455 | 0,0399 |
| 0,0858 | 0,5602 | 0,7528 | 0,0326 |
| 0,0729 | 0,5201 | 0,7597 | 0,0257 |
| 0,0594 | 0,4727 | 0,7664 | 0,0190 |
| 0,0447 | 0,4131 | 0,7730 | 0,0124 |
| 0,0276 | 0,3275 | 0,7793 | 0,0061 |
| 0,0090 | 0,1890 | 0,7843 | 0,0011 |

Luego de determinar estos parámetros, se procede a calcular de los distintos flujos para la construcción del mapa de flujos.

c- Cálculo de los distintos flujos del refrigerante en el evaporador

Flujo burbujeante: se utiliza la ecuación 3.18

$$G_{Burbuja} = \left( \frac{256,0,7843 \cdot 0,0011^2 \cdot 0,01092 m^{1,25} \cdot 1270,1517 \cdot (1270,1517 - 18,294914) \frac{kg}{m^3} \cdot 9,8 \frac{m}{s^2}}{0,3164 \cdot (1 - 0,99)^{1,75} \cdot \pi^2 \cdot 0,1890 \cdot 0,0002638^{0,25}} \right)^{\frac{1}{1,75}} = 177,719 \frac{kg}{m^2 s}$$

Flujo de neblina: se utiliza la ecuación 3.19 pero antes se debe calcular el factor de fricción con la ecuación 3.20 ya que este valor interviene en la ecuación para el flujo de neblina:

$$\varepsilon_{ph} = \left( 1,138 + 2 \times \log \left( \frac{\pi}{1,5 \times 0,0011} \right) \right)^{-2} = 0,01700$$

Como ocurre con el factor de fricción también se debe calcular previamente este factor

$\left( \frac{Fr}{We} \right)$  con la ecuación 3.21

$$\left( \frac{Fr}{We} \right)_l = \frac{9,8 \frac{m}{s^2} \cdot 0,01092 m^2 \cdot 1270,1517 \frac{kg}{m^3}}{0,0172 \frac{N}{m}} = 138,462$$

Ahora se determina el flujo de neblina con la ecuación 3.20

$$G_{neblina} = \left( \frac{7680 \cdot 0,7843^2 \cdot 0,01092 m \cdot 1270,1517 \frac{kg}{m^3} \cdot 18,294914 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,8 \frac{m}{s^2} \cdot 138,462}{0,99^2 \cdot \pi^2 \cdot 0,01700} \right)^{0,5} = 99435,9181 \frac{kg}{m^2 s}$$

Flujo ondulado: se utiliza la ecuación 3.22 pero para ello se deben emplear las ecuaciones 3.23, 3.24, y 3.25:

$$q_{DNB} = 0,131 \cdot 18,294914 \frac{kg^{0,5}}{m^3} \cdot 193265 \frac{J}{kg} \cdot (9,8 \frac{m}{s^2}) \cdot \left( 1270,1517 \frac{kg}{m^3} - 18,294914 \frac{kg}{m^3} \right) \cdot 0,01072 \frac{N}{m}^{1/4}$$

$$q_{DNB} = 366719,134 \frac{W}{m^2}$$

$$F_{1(q)} = 646,0 \cdot \left( \frac{12376,623 \frac{W}{m^2}}{366719,134 \frac{W}{m^2}} \right)^2 + 64,8 \cdot \left( \frac{12376,623 \frac{W}{m^2}}{366719,134 \frac{W}{m^2}} \right) = 2,9227$$

$$F_{2(q)} = 18,8 \cdot \left( \frac{12376,623 \frac{W}{m^2}}{366719,134 \frac{W}{m^2}} \right) + 1,023 = 1,6574$$

En la ecuación 3.22 se sustituyen los valores correspondientes calculados anteriormente y se obtiene:

$$G_{ondulado} = \left[ \frac{16,07843^3 \cdot 0,01092m \cdot 1270,1517 \frac{Kg}{m^3} \cdot 18,294914 \frac{Kg}{m^3} \cdot 9,8 \frac{m}{s^2} \cdot \left( \frac{\pi^2 \cdot (1 - 0,99)^{-2,9227}}{25,0090^2} \cdot \frac{1}{138,462} + 1 \right)}{0,99^2 \cdot \pi^2 \cdot (1 - (2,0090 - 1)^2)^{0,5}} \right]^{0,5} + 50 - 75 \cdot \exp \left( - \frac{(0,99^2 - 0,97)^2}{0,99 \cdot (1 - 0,99)} \right) = 100478,795 \frac{kg}{s \times m^2}$$

Flujo estratificado: se utiliza la ecuación 3.26

$$G_{estrat} = \left( \frac{226,3^2 \cdot 0,0011 \cdot 0,7843^2 \cdot \rho_v \cdot \left( 1270,1517 \frac{Kg}{m^3} - 18,294914 \frac{Kg}{m^3} \right) \cdot 9,8 \frac{m}{s^2} \cdot 0,0002638 Pa \cdot s}{0,99^2 \cdot (1 - 0,99) \cdot \pi^3} \right)^{1/3} + 20,099 = 38,9106 \frac{kg}{s \times m^2}$$

Existe un parámetro que indica el punto donde el flujo intermitente cambia a flujo ondulado y se grafica como una línea vertical identificándose como  $X_{IA}$ , para determinar este punto se utiliza la siguiente ecuación:

$$X_{IA} = \left[ \left( 0,2914 \cdot \left( \frac{\rho_{liq}}{\rho_{vap}} \right)^{-\frac{1}{1,75}} \cdot \left( \frac{\mu_{liq}}{\mu_{vap}} \right)^{-\frac{1}{7}} \right) + 1 \right]^{-1} \quad A. 17$$

Sustituyendo se obtiene:

$$X_{IA} = \left[ \left( 0,2914 \cdot \left( \frac{1270,1517 \frac{Kg}{m^3}}{18,294914 \frac{Kg}{m^3}} \right)^{-\frac{1}{1,75}} \cdot \left( \frac{0,0002638 Pa \cdot s}{0,00001127 Pa \cdot s} \right)^{-\frac{1}{7}} \right) + 1 \right]^{-1} = 0,275815$$

5- Luego de calcular las velocidades másicas de cada régimen, se establece cuál es el régimen gobernante en el que se encuentra el refrigerante, y se procede al

cálculo de los coeficientes, que permitirán determinar el coeficiente de transferencia interno en el evaporador.

- a- Se calcula en primer lugar el coeficiente de ebullición nucleada con la ecuación 2.6:

$$h_{ne} = 55.0,0921073^{0,12} \cdot [-\log 0,0921073]^{-0,55} \cdot 102,03^{-0,5} \cdot 12376,623 \frac{W}{m^2} = 2215,0189 \frac{W}{K \cdot m^2}$$

- b- Con la ecuación 2.7 se obtiene el coeficiente de ebullición convectiva:

$$h_{ce} = 0,0133 \cdot \frac{0,0902 \frac{W}{mK}}{0,00007388m} \cdot \left( \frac{4,68,5019 \frac{Kg}{s \cdot m^2} \cdot (1 - 0,99) \cdot 0,00007388m}{(1 - 0,9983) \cdot 0,0002638Pa \cdot s} \right)^{-0,69} \cdot \left( \frac{1366,5 \frac{J}{Kg \cdot K} \cdot 0,0002638Pa \cdot s}{0,0902 \frac{W}{mK}} \right)^{0,4}$$

$$= 25,612 \frac{W}{m^2 K}$$

- c- El coeficiente para perímetro mojado se determina utilizando la ecuación 2.5 incluyendo a los coeficientes de ebullición nucleada y convectiva calculados:

$$h_{liq} = \left( 2215,0189 \frac{W}{m^2 K} \right)^3 + \left( 25,612 \frac{W}{m^2 K} \right)^3 = 2215,02011 \frac{W}{m^2 K}$$

- d- Con la ecuación 2.8 se determina el coeficiente de transferencia de calor para la fase de vapor:

$$h_{vap} = 0,023 \cdot \frac{0,012395 \frac{W}{mK}}{0,01092m} \cdot \left( \frac{68,5019 \frac{Kg}{s \cdot m^2} \cdot 0,99 \cdot 0,01092m}{0,9983 \cdot 0,00001127Pa \cdot s} \right)^{0,8} \cdot \left( \frac{915 \frac{J}{Kg \cdot K} \cdot 0,00001127Pa \cdot s}{0,012395 \frac{W}{mK}} \right)^{0,4} = 10951,483 \frac{W}{m^2 K}$$

- e- Luego del cálculo de cada coeficiente se emplea la ecuación 2.4 para calcular el coeficiente de transferencia de calor interno.

$$h_{tp} = \frac{0,00543m \cdot 5,9011 \cdot 10951,483 \frac{W}{m^2 K} + 0,00543m \cdot 2215,02011 \frac{W}{m^2 K} \cdot (2 \cdot \pi - 5,9011)}{2 \cdot \pi \cdot 0,00543m} = 10420,329 \frac{W}{m^2 K}$$

- f- Por último se promedian todos los coeficientes de transferencia para obtener un valor total del coeficiente interno.

Coeficiente de transferencia de calor  $h_{tp}$ : 5840,68 W/K.m<sup>2</sup>

- 6- Ya obtenido el coeficiente de transferencia de calor interno se determinan las temperaturas de parad, para obtener el flujo de calor en el evaporador y verificar la longitud de tubería supuesta.

a- Cálculo de la temperatura interna de pared utilizando la ecuación 3.27 y despejando dicha temperatura:

$$T_{wi} = 280,15 K - \frac{938,091W}{2,20938m \cdot 0,01092m \cdot \pi \cdot 5840,68 \frac{W}{m^2 K}} = 278,030K$$

b- Utilizando la ecuación 3.28 se determina la temperatura de pared externa.

$$T_{wo} = 278,030K - \frac{\ln(0,0127m/0,01092m)}{2 \cdot \pi \cdot 387,50 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 2,20938m} \cdot 938,091W = 278,005K$$

c- Se deben evaluar las propiedades del agua a temperatura de película es por ello que se tiene que calcular esta temperatura con la ecuación A.10.

$$T_p = \frac{278,005K + 288,15}{2} = 283,077 K$$

Las propiedades evaluadas a esta temperatura de película se encuentran en la siguiente tabla.

**Tabla A.10. Propiedades del agua a la temperatura de película.**

| Conductividad térmica (W/mK) | Numero de Prandtl (adim) | Densidad (kg/m <sup>3</sup> ) | Viscosidad (Pa.s) | Factor para calcular el número de Grashof (gβp <sup>2</sup> /μ <sup>2</sup> ) |
|------------------------------|--------------------------|-------------------------------|-------------------|---|
| 0,5776507                    | 11,9297199               | 998,7457                      | 0,0013904         | 56580866795   |

d- Utilizando las ecuaciones A.11, A12, 3,29 y 3.5 se determinan los siguientes parámetros.

**Tabla A.11. Parámetros que intervienen en el cálculo del flujo de calor.**

| Número de Grashof | Número de Rayleigh | Número de Nusselt | Coficiente convectivo externo W/K.m <sup>2</sup> |
|-------------------|--------------------|-------------------|--|
| 1172789,06        | 13991045           | 39,9631978        | 1817,6985  |

e- Usando la ecuación 3.30 se obtiene el flujo de calor externo:

$$\dot{Q} = \frac{288,15K - 280,15}{\frac{1}{\pi \cdot 0,01092m \cdot 2,20938m \cdot 5840,68 \frac{W}{K \cdot m^2}} + \frac{\ln(0,0127m/0,01092m)}{2 \cdot \pi \cdot 387,5 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 2,20938m} + \frac{1}{\pi \cdot 0,0127m \cdot 2,20938m \cdot 1817,6985 \frac{W}{m^2 \cdot K}}} = 938,091W$$

Al comparar el calor obtenido con la ecuación 3.30 y el obtenido en el evaporador, existe semejanza indicando que el valor de longitud supuesto es el correcto., siendo de 2,20938 m de tubería de cobre para el evaporador. Esta longitud se debe multiplicar con un 20% de sobrediseño, obteniéndose una longitud de tubería de 2,6513 m. Debido al tipo de evaporador que se diseña, se calcula el número de vueltas del serpentín y el diámetro que debe tener la espira circular. Para ello se utilizan las ecuaciones 3.32, y 3,33 respectivamente.

$$D_s = 0,75 \cdot 0,25m = 0,188m$$

$$N_{vueltas} = \frac{2,6513m}{\pi \cdot 0,75 \cdot 0,25m} = 4,5vueltas$$

### **Especificaciones del condensador.**

El proceso de condensación se completa luego de dos etapas, la primera un enfriamiento sin cambio de fase en donde se estima el flujo de calor asociado al flujo monofásico desde la temperatura de descarga del compresor hasta la condición de vapor saturado aplicando la ecuación 3.40:

$$\dot{Q}_{monofasico} = 0,006415542 \frac{kg}{s} \times (427,98 - 419,58) \frac{kJ}{kg} \times \frac{1000 J}{1kJ} = 53,891 \frac{J}{s}$$

En la segunda etapa se trabaja con flujo bifásico desde vapor saturado a líquido saturado a la temperatura de condensación, nuevamente aplicando la ecuación 3.41:

$$\dot{Q}_{bifasico} = 6,415E - 3 \frac{kg}{s} \times (419,58 - 256,41) \frac{kJ}{kg} \times \frac{1000 J}{1kJ} = 1046,836 \frac{J}{s}$$

El procedimiento para estimar la longitud de tubería para hacer efectiva la transferencia de calor considerando el flujo monofásico se describe a continuación:

Se calcula la temperatura media del refrigerante mediante la siguiente ecuación:

$$T_{media} = \frac{T_{scomp} + T_{cond}}{2} \quad A.18$$

Donde:

T<sub>media</sub>: temperatura media del refrigerante (K)

T<sub>scomp</sub>: temperatura de salida del compresor (K)

Sustituyendo en la ecuación anterior:

$$T_{media} = \frac{(40 + 273,15) + (47,66 + 273,15)K}{2} = 317,48K$$

Se determinan a la temperatura media del refrigerante sus propiedades: Número de Prandtl, densidad, viscosidad dinámica y cinemática. Para el Número de Prandtl se utiliza la siguiente ecuación:

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad A.19$$

**Tabla A.12. Parámetros necesarios para determinar el número de Prandtl .**

| <b>Propiedades de vapor</b>             |             |
|---|-------------|
| Capacidad calorífica (Cp) J/kg.K        | 1135,57     |
| Viscosidad ( $\mu$ ) Pa.s               | 1,32211E-05 |
| Conductividad (K) W/m K                 | 0,0158303   |
| Densidad ( $\rho_v$ ) kg/m <sup>3</sup> | 52,49619    |

Sustituyendo se tiene:

$$Pr = \frac{1135,57 \text{ J/kg.K} \times 1,32211 \text{ E} - 05 \text{ Pa.s}}{0,0158303 \text{ W/m K}} = 0,9484$$

A continuación se determina el coeficiente convectivo interno; para el cual se deben conocer la velocidad media, el número de Reynolds y el número de Nusselt.

Se determina la velocidad media del refrigerante en la tubería del condensador con la siguiente ecuación (A.20), teniendo en cuenta las siguientes características de diseño del condensador.

**Tabla A.13. Parámetros de diseño del condensador.**

|   |               |
|---|---------------|
| <b>Diámetro interno (m)</b>                             | 0,008         |
| <b>Diámetro externo (m)</b>                             | 0,009525      |
| <b>Velocidad del aire (m/s)</b>                         | 2             |
| <b>Tipo de aletas</b>                                   | Rectangulares |
| <b>Longitud corregida de la aleta (m)</b>               | 0,00665       |
| <b>Ancho de la aleta (m)</b>                            | 0,009525      |
| <b>Espesor de la aleta (m)</b>                          | 0,0001        |
| <b>Numero de aletas (Aletas/m)</b>                      | 574           |
| <b>Conductividad térmica de la tubería (W/mK) a 300</b> | 403           |

$$Vm = \frac{m_{ref}}{\rho \times Ai} \quad A. 20$$

Donde:

$Vm$  = Velocidad media del refrigerante en la tubería (m/s)

$\rho$  = Densidad del refrigerante (kg/m<sup>3</sup>)

$Ai$  = Área interna de la sección transversal del tubo (m<sup>2</sup>)

Sustituyendo:

$$Vm = \frac{6,415E - 3 \frac{kg}{s}}{52,49619 \frac{kg}{m^3} \times (0,008 m)^2} = 2,43131 \frac{m}{s}$$

El número de Reynolds interno:

$$Re_D = \frac{\rho \cdot di \cdot Vm}{\mu} \quad A. 21$$

Donde:

$Re_D$  = Número de Reynolds interno (adim)

$\mu$  = Viscosidad dinámica del refrigerante (kg/s·m)

$$Re_D = \frac{52,49619 \frac{kg}{m^3} \times 0,008 m \times 2,43131 \frac{m}{s}}{1,32E - 5 \frac{kg}{s \times m}} = 77230,86047 \quad adim$$

Como el número de Reynolds es mayor a 10000 y el número de Prandtl está comprendido en el rango de (0,5-2000), se utiliza la correlación propuesta por Petukhov para la estimación el número de Nusselt, por medio de la ecuación 3.42. Inicialmente se sustituyen los valores en la ecuación 3.43 para determinar el factor de fricción. Al sustituir se tiene:

$$f = (0,790 \cdot \ln(77230,86047) - 1,64)^{-2} = 0,01901$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{0,01901}{8}\right) \cdot 77230,86047 \cdot 0,9484}{1,07 + 12,7 \cdot \left(\frac{0,01901}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot (0,9484^{\frac{2}{3}} - 1)} = 166,07814$$

Se estima el coeficiente de transferencia de calor interno aplicando la ecuación 3.5:

$$hi = \frac{166,07814 \times 0,0158303 \frac{W}{K \cdot m}}{0,008m} = 328,63335 \frac{W}{K \cdot m^2}$$

Se supone la temperatura de pared externa ( $T_{\text{pared}} = 307,73\text{K}$ ) y la temperatura ambiente en  $30\text{ }^\circ\text{C}$ . Se determina una temperatura de película entre la temperatura de pared externa y la temperatura ambiente con la ecuación A.10:

$$T_{\text{peli}} = \frac{(303,15)\text{K} + 307,73\text{K}}{2} = 305,44\text{K}$$

A la temperatura de película del aire se determinan las siguientes propiedades del aire y la conductividad de la aleta:

**Tabla A.14. Propiedades a la temperatura de película del aire**

| Propiedades del aire             |                           |                         |                          |                              |                                       |
|----------------------------------|---------------------------|-------------------------|--------------------------|------------------------------|---------------------------------------|
| Capacidad calorífica (Cp) J/Kg.K | Viscosidad ( $\mu$ ) Pa.s | Conductividad (k) W/m K | Numero de Prandtl (adim) | Conductividad (kaleta) W/m K | Densidad ( $\rho$ ) kg/m <sup>3</sup> |
| 1006,572                         | 1,86913E-05               | 0,026660                | 0,70569999               | 238,61595                    | 1,156853                              |

Se calcula el número de Reynolds con la ecuación A.21, dando como resultado 2947,6375 y posteriormente se determina el número de Nusselt con la ecuación 3.44, sustituyendo se tiene:

$$Nu = 0,3 + \frac{0,62 \cdot 2947,6375^{1/2} \cdot 0,7056^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{0,7056}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{2947,6375}{282,000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} = 100,70378$$

El coeficiente convectivo se calcula con la ecuación 3.5:

$$h_o = \frac{100,70378 \times 0,02666 \frac{W}{K \cdot m}}{0,009525m} = 281,8673 \frac{W}{K \cdot m^2}$$

Con los parámetros del sistema aleteado de la tabla A.13, se determina el factor m se determina por la siguiente ecuación:

$$m = \left(\frac{2 \cdot h_o}{kaleta \cdot ealeta}\right)^{0,5} \quad \text{A. 22}$$

Donde:

kaleta: Conductividad térmica de la aleta ( W/K.m)

ealeta: Espesor de la aleta (m)

$$m = \left( \frac{2.281,8673 \frac{W}{K \cdot m^2}}{238,62595 \frac{W}{K \cdot m} \cdot 1,0E - 4m} \right)^{0,5} = 153,7048$$

La eficiencia de las aletas se calcula aplicando la siguiente ecuación:

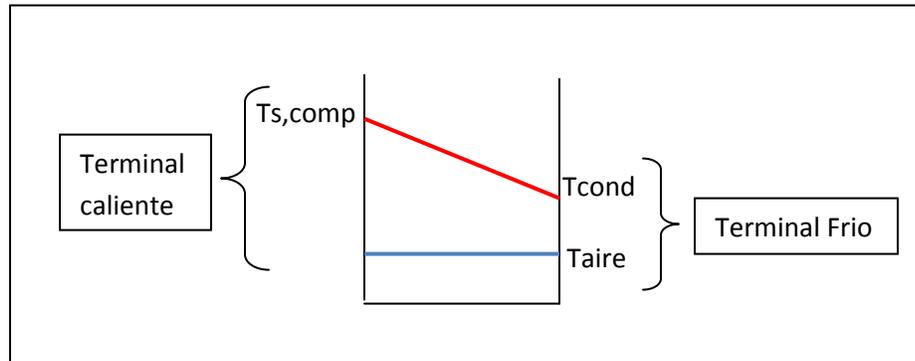
$$n = \frac{TANH(m \cdot Lc)}{m \cdot Lc} \quad A.23$$

Donde:

Lc: Longitud corregida de la aleta (m):

$$na = \frac{TANH(153,7048 \cdot 6,65E - 03)}{153,7048 \cdot 6,65E - 03} = 0,754$$

Se hace balance de energía desde el interior de la tubería hasta el medio exterior, por lo tanto se debe sacar el promedio logarítmico de las temperaturas:



**Figura A.1. Diagrama de distribución de temperaturas**

En el esquema anterior se muestra la distribución de las temperaturas teniendo en cuenta el terminal caliente y terminal frío se aplica el promedio logarítmico de las temperaturas como se muestra en la ecuación A.24.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(Ts,comp - Taire) - (Tcond - Taire)}{\ln \left[ \frac{Ts,comp - Taire}{Tcond - Taire} \right]} \quad A.24$$

Donde:

Ts,comp: Temperatura de salida del compresor (K).

Taire: Temperatura del aire exterior (K).

Tcond: Temperatura a la condición de saturación (K).

Sustituyendo:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(320,81K - 303,15K) - (313,15K - 303,15K)}{\ln \left[ \frac{320,81K - 303,15K}{313,15K - 303,15K} \right]} = 13,4689$$

Con balance de energía se obtiene la ecuación 3.45:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T_{ml}}{\frac{1}{\pi \cdot Di \cdot hi \cdot L} + \frac{\ln \left( \frac{Do}{Di} \right)}{2 \cdot \pi \cdot kt \cdot L} + \frac{1}{(Ao + s \cdot Na \cdot na) \cdot ho}}$$

Donde se supone la longitud de tubería (L), hasta alcanzar la convergencia comparando este resultado con el valor de la transferencia de calor de flujo monofásico.

Con  $Ao = 2,16E-2 \text{ m}^2$  y  $s \cdot Na \cdot na = 2,01E-2 \text{ m}^2$ , suponiendo una longitud  $L = 0,731514 \text{ m}$ . Sustituyendo se tiene:

$$\dot{Q} = \frac{13,4689}{\frac{1}{\pi \cdot 0,008m \cdot 328,63335 \frac{W}{K \cdot m^2} \cdot 0,73514m} + \frac{\ln \left( \frac{0,009525m}{0,008m} \right)}{2 \cdot \pi \cdot 403 \frac{W}{K \cdot m} \cdot 0,73514m} + \frac{1}{(2,16E - 2m^2 + 2,01E - 2m^2) \cdot 281,8673 \frac{W}{K \cdot m^2}}}$$

$$\dot{Q} = 53,8913 \text{ W}$$

Una vez alcanzada la convergencia, se aplica un balance de energía externo y se despeja la longitud de pared; ésta se compara con la supuesta inicialmente. Se emplea la ecuación 3.46 despejando la temperatura de pared externa.

$$T_{wo} = T_{aire} + \frac{\dot{Q}}{(Ao + s \cdot Na \cdot na) \cdot ho}$$

$$T_{wo} = 303,15K + \frac{53,891 \text{ W}}{(2,16E - 2m^2 + 2,01E - 2m^2) \cdot 281,8768 \frac{W}{K \cdot m^2}} = 307,732 \text{ K}$$

Al conseguir esta convergencia se obtiene el valor de la longitud de tubería requerida para la zona de enfriamiento en el condensador.

Para la segunda zona de condensación, donde está presente el flujo bifásico, también se efectúa un proceso iterativo. Pero antes se debe determinar el régimen de flujo presente y poder calcular el número de Nusselt con las distintas correlaciones.

El procedimiento comienza suponiendo que la temperatura de pared interna es igual a la temperatura de saturación por lo que las propiedades del refrigerante se buscan a esta condición. Seguidamente se calcula el parámetro de Martinelli y el número de Galileo con las ecuaciones 3.49 y 3.50 respectivamente. Estos parámetros se calculan para cada valor de calidad de vapor comenzando con  $x = 0.95$ .

Parámetro de Martinelli:

$$X_{tt} = \left( \frac{50,0025 \frac{kg}{m^3}}{1146,5 \frac{kg}{m^3}} \right)^{0,5} + \left( \frac{0,0001782 \frac{kg}{s.m}}{0,0000131 \frac{kg}{s.m}} \right)^{0,125} + \left( \frac{1 - 0,95}{0,95} \right)^{0,875} = 0,0220092$$

Número de Galileo:

$$Ga = \frac{9,8 \frac{m}{s^2} \cdot 1146,5 \frac{kg}{m^3} \cdot \left( 1146,5 \frac{kg}{m^3} - 50,0025 \frac{kg}{m^3} \right) \cdot 0,008m}{0,0001782 \frac{kg}{s.m}} = 553082692$$

Se determina el número Reynolds para el líquido mediante la siguiente ecuación:

$$Re_{liq} = \frac{G \cdot (1 - x) \cdot D1}{\mu_{liq}} \quad A. 25$$

Sustituyendo las propiedades de líquido saturado:

$$Re_{liq} = \frac{127,63462 \frac{kg}{m^2.s} \cdot (1 - 0,95) \cdot 0,008m}{0,0001782 \frac{kg}{s.m}} = 286,4974$$

Como el Reynolds para líquido es menor a 1250 se utiliza la ecuación para el número de Froude 2.1:

$$Fr_{so} = 0,025 \cdot 286,4974^{1,59} \cdot \left( \frac{1 + 1,09 \cdot 0,022^{0,039}}{0,022} \right)^{1,5} \cdot \frac{1}{553082692^{0,5}} = 7,09$$

Como el número de Froude es mayor a siete (7), se concluye que el régimen de flujo es anular. Se utiliza la ecuación 3.47 del número de Nusselt para flujo anular ya que la velocidad másica es menor a  $500 \frac{kg}{m^2.s}$  y el número de Froude menor a 20.

$$Nu_{Anular} = 0,023 \cdot 286,4974^{0,8} \cdot 0,003564^{0,4} \cdot \left[ 1,0 + \frac{2,22}{0,022^{0,889}} \right] = 14,9453$$

Seguidamente se determina el coeficiente convectivo para  $x=0,95$ . Este procedimiento se hace hasta llegar a una calidad de vapor de 0,01. Luego se promedian los coeficientes de transferencia de calor por convección para tener el coeficiente interno

correspondiente al flujo bifásico. A continuación se muestra una tabla resumen con todos los valores.

**Tabla A.15. Parámetros requeridos para determinación del coeficiente convectivo**

| Calidad del refrigerante (x) adim | Número de Reynolds (ReLiq) adim | Parámetro de Martinelli Xtt | Número de Froude (Fo) adim | Flujo    | Número de Nusselt |
|-----------------------------------|---------------------------------|-----------------------------|----------------------------|----------|-------------------|
| 0,95                              | 286,4975                        | 0,0220                      | 7,0944                     | Anular   | 14,9453           |
| 0,90                              | 572,9949                        | 0,0423                      | 8,1608                     | Anular   | 14,7223           |
| 0,85                              | 859,4924                        | 0,0634                      | 8,5720                     | Anular   | 14,3713           |
| 0,80                              | 1145,9898                       | 0,0860                      | 8,6504                     | Anular   | 13,9572           |
| 0,75                              | 1432,4873                       | 0,1107                      | 9,0557                     | Anular   | 13,5015           |
| 0,70                              | 1718,9847                       | 0,1379                      | 7,8870                     | Anular   | 13,0137           |
| 0,65                              | 2005,4822                       | 0,1684                      | 6,8994                     | Ondulado | 12,4987           |
| 0,60                              | 2291,9796                       | 0,2030                      | 6,0378                     | Ondulado | 11,9591           |
| 0,55                              | 2578,4771                       | 0,2428                      | 5,2705                     | Ondulado | 11,3960           |
| 0,50                              | 2864,9746                       | 0,2894                      | 4,5774                     | Ondulado | 10,8097           |
| 0,45                              | 3151,4720                       | 0,3450                      | 3,9454                     | Ondulado | 10,1995           |
| 0,40                              | 3437,9695                       | 0,4127                      | 3,3654                     | Ondulado | 9,5642            |
| 0,35                              | 3724,4669                       | 0,4975                      | 2,8309                     | Ondulado | 8,9015            |
| 0,30                              | 4010,9644                       | 0,6074                      | 2,3377                     | Ondulado | 8,2081            |
| 0,25                              | 4297,4618                       | 0,7568                      | 1,8826                     | Ondulado | 7,4792            |
| 0,20                              | 4583,9593                       | 0,9735                      | 1,4641                     | Ondulado | 6,7072            |
| 0,15                              | 4870,4567                       | 1,3203                      | 1,0816                     | Ondulado | 5,8799            |
| 0,10                              | 5156,9542                       | 1,9791                      | 0,7361                     | Ondulado | 4,9752            |
| 0,05                              | 5443,4517                       | 3,8056                      | 0,4310                     | Ondulado | 3,9413            |

**Tabla A.16. Coeficiente convectivo interno de transferencia de calor**

| Calidad del refrigerante<br>(x ±0,01) adim | Coeficiente convectivo interno $h_i \left( \frac{W}{K.m^2} \right)$ |
|--|---|
| 0,95                                       | 140112,2853   |
| 0,90                                       | 138021,9340   |
| 0,85                                       | 134730,5386   |
| 0,80                                       | 130848,7941   |
| 0,75                                       | 126576,6010   |
| 0,70                                       | 122003,6478   |
| 0,65                                       | 117175,7540   |
| 0,60                                       | 112116,8597   |
| 0,55                                       | 106837,9510   |
| 0,50                                       | 101341,0146   |
| 0,45                                       | 95620,6634  |
| 0,40                                       | 89664,3712  |
| 0,35                                       | 83451,5455  |
| 0,30                                       | 76951,1923  |
| 0,25                                       | 70117,3006  |
| 0,20                                       | 62879,7105  |
| 0,15                                       | 55124,3526  |
| 0,10                                       | 46642,4690  |
| 0,05                                       | 36949,9019  |
| Promedio                                   | 97219,30984   |

El coeficiente de transferencia de calor interno promedio es igual a  $97219,30984 \frac{W}{K.m^2}$ .

Para continuar con los cálculos se sigue el mismo procedimiento descrito para la zona de enfriamiento (flujo monofásico), obteniéndose los siguientes resultados:

**Tabla A.17. Resultados y parámetros finales para el flujo bifásico**

| Número de Reynolds<br>Re (adim) | Numero de Nusselt<br>(adim) | Coeficiente convectivo externo<br>$h_o(W/m^2.K)$ | Factor m<br>(adim) | Eficiencia de la aleta na<br>(adim) | Área libre de aletas<br>$A_o (m^2)$ | Flujo de calor $Q_o$<br>(W) |
|---------------------------------|-----------------------------|--|--------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-----------------------------|
| 4989,288                        | 163,034                     | 457,386  | 195,787            | 0,662                               | 8,53E-02                            | 1046,836                    |

La longitud de tubería total requerida para la condensación de refrigerante se determina empleando la siguiente ecuación:

$$L_{cond} = L_{monofasico} + L_{bifasico} \quad A.26$$

Sustituyendo los valores obtenidos:

$$L_{cond} = 0,73466m + 2,8689m = 3,60356m$$

## APÉNDICE B

### DATOS Y RESULTADOS EXPERIMENTALES

*En esta sección se presentan las tablas con los datos experimentales. También se presentan los resultados obtenidos que dan cumplimiento a los objetivos propuestos.*

**Tabla B.1. Temperaturas de las cargas térmicas de la torre**

| Tiempo entre medidas (ti±0,1)min | Tiempo acumulado (ta±0,1)min | Bomba                         |                                | Enfriador                     |                              | Condensador                   |                              |
|----------------------------------|------------------------------|-------------------------------|--------------------------------|-------------------------------|------------------------------|-------------------------------|------------------------------|
|                                  |                              | Succion Temperatura (T±0,1)°C | Descarga Temperatura (T±0,1)°C | Entrada Temperatura (T±0,1)°C | Salida Temperatura (T±0,1)°C | Entrada Temperatura (T±0,1)°C | Salida Temperatura (T±0,1)°C |
| 0                                | 0                            | 29,3                          | 31                             | 30,9                          | 33,6                         | 33,6                          | 33,6                         |
| 7                                | 7                            | 38,8                          | 37,2                           | 36,8                          | 37                           | 37                            | 37,4                         |
| 9                                | 16                           | 50                            | 41                             | 42                            | 42,7                         | 42,7                          | 43                           |
| 4                                | 20                           | 50,3                          | 43,1                           | 40                            | 44,3                         | 44,3                          | 45                           |
| 5                                | 25                           | 42,8                          | 44,4                           | 43,2                          | 43,6                         | 43,6                          | 43,9                         |
| 4                                | 29                           | 44                            | 45,5                           | 44,4                          | 44,9                         | 44,9                          | 44,8                         |
| 4                                | 33                           | 45,3                          | 46,7                           | 45,4                          | 46                           | 46                            | 46,2                         |
| 4                                | 37                           | 46,5                          | 48,7                           | 46,8                          | 47,2                         | 47,2                          | 47,3                         |
| 4                                | 41                           | 47,3                          | 48                             | 47,5                          | 47,9                         | 47,9                          | 48,8                         |
| 4                                | 45                           | 49,3                          | 50                             | 49,4                          | 50                           | 50                            | 50,5                         |
| 6                                | 51                           | 52,6                          | 53,6                           | 52,3                          | 53                           | 53                            | 53,7                         |
| 5                                | 56                           | 55                            | 56                             | 54,5                          | 55,2                         | 55,2                          | 56,4                         |
| 8                                | 64                           | 59                            | 59,3                           | 57,6                          | 58,2                         | 58,2                          | 59,2                         |
| 4                                | 68                           | 59,3                          | 60,6                           | 58,6                          | 59,3                         | 59,3                          | 60,3                         |
| 4                                | 72                           | 60,3                          | 61,4                           | 59,4                          | 60,1                         | 60,1                          | 61,3                         |
| 2                                | 74                           | 60,4                          | 61,8                           | 60                            | 60,6                         | 60,6                          | 61,2                         |
| 3                                | 77                           | 61,2                          | 62,3                           | 60,3                          | 61,2                         | 61,2                          | 61,4                         |
| 4                                | 81                           | 62,9                          | 63,1                           | 61,1                          | 61,2                         | 61,2                          | 62,8                         |
| 2                                | 83                           | 62,3                          | 63,5                           | 61,3                          | 61,9                         | 61,9                          | 62,7                         |
| 3                                | 86                           | 62,3                          | 63,5                           | 61,5                          | 62,2                         | 62,2                          | 62,3                         |

|   |    |      |      |      |      |      |      |
|---|----|------|------|------|------|------|------|
| 2 | 88 | 62,5 | 63,4 | 61,8 | 62,5 | 62,5 | 63,2 |
| 2 | 90 | 62,8 | 64   | 61,7 | 62,5 | 62,5 | 63,5 |
| 3 | 93 | 63,2 | 64,4 | 62,3 | 63   | 63   | 64   |
| 3 | 96 | 63,5 | 64,9 | 62,8 | 63,4 | 63,4 | 64,5 |

**Tabla B.1. (Culminación)**

| Tiempo entre medidas (t $\pm$ 0,1)min | Tiempo acumulado (ta $\pm$ 0,1)min | Bomba  |   | Enfriador                                      |   | Condensador                                    |   |
|---------------------------------------|------------------------------------|--|---|--|---|--|---|
|                                       |                                    | Succión Temperatura (T $\pm$ 0,1) $^{\circ}$ C | Descarga Temperatura (T $\pm$ 0,1) $^{\circ}$ C | Entrada Temperatura (T $\pm$ 0,1) $^{\circ}$ C | Salida Temperatura (T $\pm$ 0,1) $^{\circ}$ C | Entrada Temperatura (T $\pm$ 0,1) $^{\circ}$ C | Salida Temperatura (T $\pm$ 0,1) $^{\circ}$ C |
| 2                                     | 102                                | 64,2   | 65,4  | 63   | 63,9  | 63,9   | 64,7  |
| 5                                     | 107                                | 65   | 65,8  | 63,7   | 64,3  | 64,3   | 65,3  |
| 3                                     | 110                                | 64,6   | 65,9  | 63,7   | 64,4  | 64,4   | 65,2  |
| 2                                     | 112                                | 64,6   | 66  | 63,8   | 64,5  | 64,5   | 64,9  |
| 4                                     | 116                                | 65,5   | 66,2  | 64   | 64,7  | 64,7   | 65,5  |
| 3                                     | 119                                | 65,4   | 66,5  | 64,3   | 65  | 65   | 65,2  |
| 3                                     | 122                                | 65,3   | 66,7  | 64,4   | 65  | 65   | 66  |
| 2                                     | 124                                | 65,4   | 66,8  | 64,6   | 65,2  | 65,2   | 66,3  |
| 3                                     | 127                                | 65,5   | 66,7  | 64,6   | 65,3  | 65,3   | 65,8  |
| 5                                     | 132                                | 65,3   | 66,8  | 64,6   | 65,4  | 65,4   | 66  |

**Tabla B.2. Caudal de agua de enfriamiento**

| Volumen (V $\pm$ 10) mL | Tiempo (t $\pm$ 0,5) s | Caudal (Q $\pm$ 0,00002) m <sup>3</sup> /s | Flujo másico (m $\pm$ 0,02) kg/s |
|-------------------------|------------------------|--|----------------------------------|
| 300                     | 3,49                   | 0,00009                                    | 0,08                             |
| 350                     | 4,20                   | 0,00008                                    | 0,08                             |
| 340                     | 3,81                   | 0,00009                                    | 0,09                             |
| 400                     | 4,40                   | 0,00009                                    | 0,09                             |
| 410                     | 4,62                   | 0,00009                                    | 0,09                             |
| promedio                |                        |  | 0,09                             |

**Tabla B.3. Flujo de calor en la bomba**

| Temperatura de succión<br>( $T \pm 0,01$ ) K | Temperatura de descarga<br>( $T \pm 0,01$ ) K | Temperatura promedio<br>( $T \pm 0,01$ ) K | Capacidad calorífica<br>( $c_p \pm 0,02$ ) J/kg.K | Flujo de calor<br>( $q \pm 200$ ) W |
|--|---|--|---|-------------------------------------|
| 315,95                                       | 317,55  | 316,75                                     | 4179,21   | 574,791                             |
| 317,15                                       | 318,65  | 317,9                                      | 4179,18   | 538,863                             |
| 318,45                                       | 319,85  | 319,15                                     | 4179,15   | 502,935                             |
| 319,65                                       | 321,85  | 320,75                                     | 4179,10   | 790,317                             |
| 320,45                                       | 321,15  | 320,80                                     | 4179,10   | 251,464                             |
| 322,45                                       | 323,15  | 322,80                                     | 4179,05   | 251,461                             |
| 325,75                                       | 326,75  | 326,25                                     | 4178,95   | 359,222                             |
| 328,15                                       | 329,15  | 328,65                                     | 4178,89   | 359,217                             |
| 332,15                                       | 332,45  | 332,30                                     | 4178,79   | 107,762                             |
| 332,45                                       | 333,75  | 333,10                                     | 4178,77   | 466,969                             |
| 333,45                                       | 334,55  | 334,00                                     | 4185,34   | 395,748                             |
| 333,55                                       | 334,95  | 334,25                                     | 4185,39   | 503,685                             |
| 334,35                                       | 335,45  | 334,90                                     | 4185,52   | 395,765                             |
| 336,05                                       | 336,25  | 336,15                                     | 4185,76   | 71,961                              |
| 335,45                                       | 336,65  | 336,05                                     | 4185,74   | 431,766                             |
| 335,45                                       | 336,65  | 336,05                                     | 4185,74   | 431,766                             |
| 335,65                                       | 336,55  | 336,10                                     | 4185,75   | 323,825                             |
| 335,95                                       | 337,15  | 336,55                                     | 4185,84   | 431,777                             |
| 336,35                                       | 337,55  | 336,95                                     | 4185,92   | 431,785                             |
| 336,65                                       | 338,05  | 337,35                                     | 4186,00   | 503,759                             |
| 337,25                                       | 338,35  | 337,80                                     | 4186,08   | 395,818                             |
| 337,35                                       | 338,55  | 337,95                                     | 4186,11   | 431,805                             |
| 338,15                                       | 338,95  | 338,55                                     | 4186,23   | 287,878                             |
| 337,75                                       | 339,05  | 338,40                                     | 4186,20   | 467,798                             |
| 337,75                                       | 339,15  | 338,45                                     | 4186,40   | 503,807                             |
| 338,65                                       | 339,35  | 339,00                                     | 4186,32   | 251,898                             |
| 338,55                                       | 339,65  | 339,10                                     | 4186,34   | 395,843                             |
| 338,45                                       | 339,85  | 339,15                                     | 4186,35   | 503,801                             |
| 338,55                                       | 339,95  | 339,25                                     | 4186,37   | 503,803                             |
| 338,65                                       | 339,85  | 339,25                                     | 4186,37   | 431,831                             |
| 338,45                                       | 339,95  | 339,20                                     | 4186,36   | 539,788                             |
|  |   |  | Promedio  | 411,234                             |

**Tabla B.4. Flujo de calor en el enfriador**

| Temperatura de entrada<br>( $T \pm 0,01$ ) K | Temperatura de salida<br>( $T \pm 0,01$ ) K | Temperatura promedio<br>( $T \pm 0,01$ ) K | Capacidad calorífica<br>( $c_p \pm 0,02$ ) J/kg.K | Flujo de calor<br>( $q \pm 0,007$ ) W |
|--|---|--|---|---------------------------------------|
| 332,55                                       | 333,25                                      | 332,9                                      | 4185,13   | 251,827                               |
| 333,15                                       | 333,75                                      | 333,45                                     | 4185,23   | 215,857                               |
| 333,45                                       | 334,35                                      | 333,9                                      | 4185,32   | 323,793                               |
| 334,25                                       | 334,35                                      | 334,3                                      | 4185,4  | 35,978                                |
| 334,45                                       | 335,05                                      | 334,75                                     | 4185,49   | 215,871                               |
| 334,65                                       | 335,35                                      | 335  | 4185,54   | 251,852                               |
| 334,95                                       | 335,65                                      | 335,3                                      | 4185,6  | 251,856                               |
| 334,85                                       | 335,65                                      | 335,25                                     | 4185,59   | 287,834                               |
| 335,45                                       | 336,15                                      | 335,8                                      | 4185,69   | 251,861                               |
| 335,95                                       | 336,55                                      | 336,25                                     | 4185,78   | 215,885                               |
| 336,15                                       | 336,85                                      | 336,5                                      | 4185,83   | 251,869                               |
| 336,15                                       | 337,05                                      | 336,6                                      | 4185,85   | 323,834                               |
| 336,85                                       | 337,45                                      | 337,15                                     | 4185,96   | 215,895                               |
| 336,85                                       | 337,55                                      | 337,2                                      | 4185,97   | 251,878                               |
| 336,95                                       | 337,65                                      | 337,3                                      | 4185,99   | 251,879                               |
| 337,15                                       | 337,85                                      | 337,5                                      | 4186,03   | 251,881                               |
| 337,45                                       | 338,15                                      | 337,8                                      | 4186,08   | 251,884                               |
| 337,55                                       | 338,15                                      | 337,85                                     | 4186,09   | 215,901                               |
| 337,75                                       | 338,35                                      | 338,05                                     | 4186,13   | 215,904                               |
| 337,75                                       | 338,45                                      | 338,1                                      | 4186,14   | 251,888                               |
| 337,75                                       | 338,55                                      | 338,15                                     | 4186,15   | 287,873                               |
|  |   |  | Promedio  | 241,586                               |

**Tabla B.5 Flujo de calor en el condensador**

| Temperatura de entrada<br>( $T \pm 0,01$ ) K | Temperatura de salida<br>( $T \pm 0,01$ ) K | Temperatura promedio<br>( $T \pm 0,01$ ) K | Capacidad calorífica<br>( $cp \pm 0,02$ ) J/kg.K | Flujo de calor<br>( $q \pm 0,007$ ) W |
|--|---|--|--|---------------------------------------|
| 333,25                                       | 334,45                                      | 333,85                                     | 4185,31  | 431,723                               |
| 333,75                                       | 334,35                                      | 334,05                                     | 4185,35  | 215,863                               |
| 334,35                                       | 334,55                                      | 334,45                                     | 4185,43  | 71,956                                |
| 334,35                                       | 335,95                                      | 335,15                                     | 4185,57  | 575,666                               |
| 335,05                                       | 335,85                                      | 335,45                                     | 4185,63  | 287,837                               |
| 335,35                                       | 335,45                                      | 335,4                                      | 4185,62  | 35,98                                 |
| 335,65                                       | 336,35                                      | 336  | 4185,73  | 251,863                               |
| 335,65                                       | 336,65                                      | 336,15                                     | 4185,76  | 359,807                               |
| 336,15                                       | 337,15                                      | 336,65                                     | 4285,86  | 368,412                               |
| 336,55                                       | 337,65                                      | 337,1                                      | 4185,95  | 395,806                               |
| 336,85                                       | 337,75                                      | 337,3                                      | 4185,99  | 323,844                               |
| 337,05                                       | 337,85                                      | 337,45                                     | 4186,02  | 287,864                               |
| 337,45                                       | 338,45                                      | 337,95                                     | 4186,11  | 359,838                               |
| 337,55                                       | 338,35                                      | 337,95                                     | 4186,11  | 287,87                                |
| 337,65                                       | 338,05                                      | 337,85                                     | 4186,09  | 143,934                               |
| 337,85                                       | 338,65                                      | 338,25                                     | 4186,17  | 287,874                               |
| 338,15                                       | 338,35                                      | 338,25                                     | 4186,17  | 71,969                                |
| 338,15                                       | 339,15                                      | 338,65                                     | 4186,25  | 359,85                                |
| 338,35                                       | 339,45                                      | 338,9                                      | 4186,3   | 395,839                               |
| 338,45                                       | 338,95                                      | 338,7                                      | 4186,26  | 179,925                               |
| 338,55                                       | 339,15                                      | 338,85                                     | 4186,29  | 215,912                               |
|  |   |  | Promedio   | 281,411                               |

## APÉNDICE C

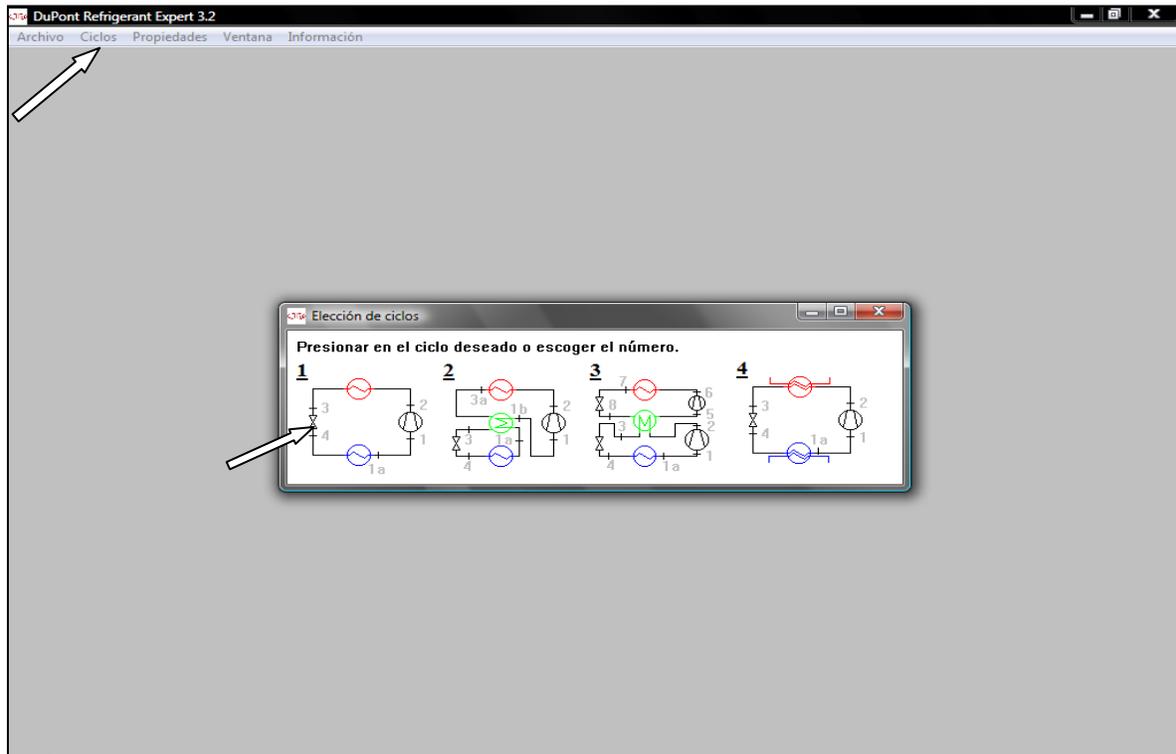
### Manual de operación de la herramienta de simulación: Duprex 3.2

A continuación se describe el procedimiento para determinar las condiciones y los parámetros de operación del ciclo de refrigeración.

- 1- Al iniciar el simulador Duprex 3.2 se activa una ventana principal donde se observan los cuatro ciclos que ofrece para trabajar en la refrigeración o si se desea en la

opción del menú principal de ciclos en la parte superior izquierda de la pantalla. Se elige el ciclo más sencillo.

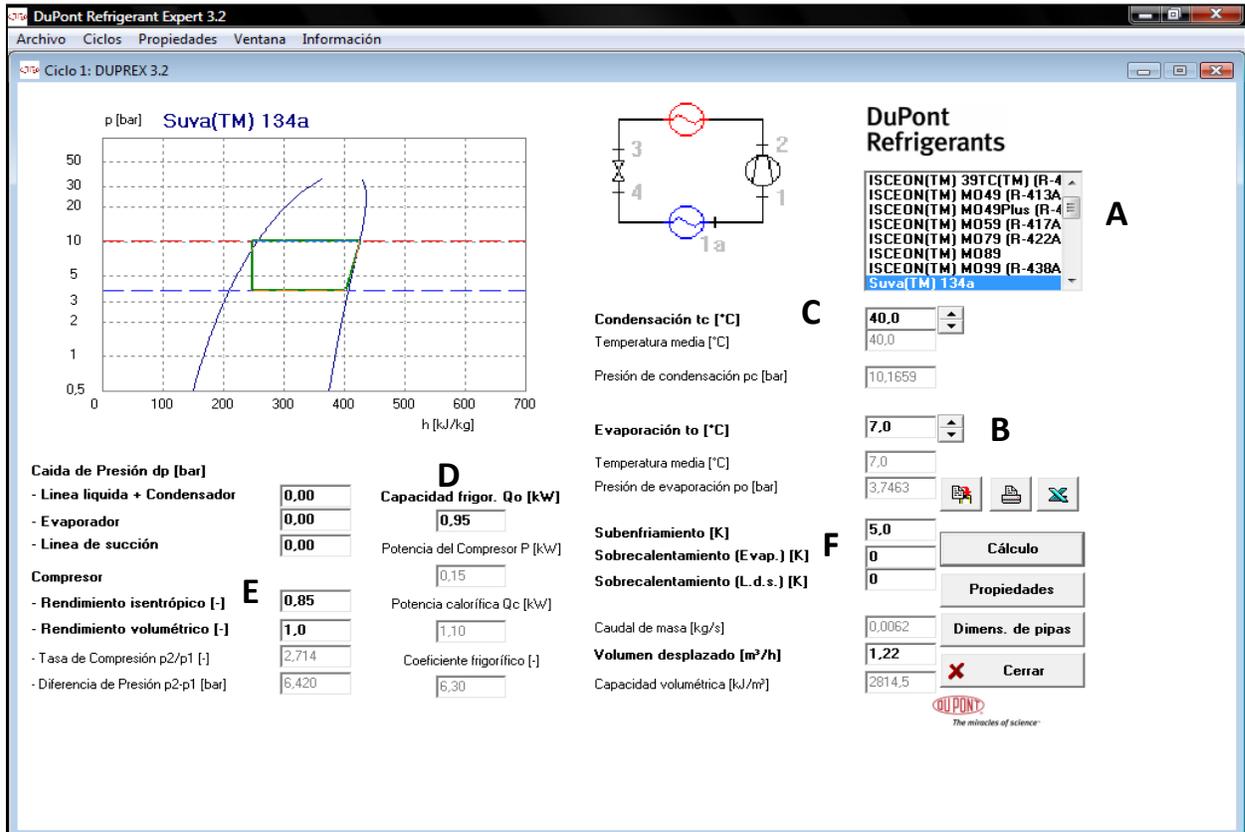
**Empresa Dupont**  
**Dupont Refrigerant Expert version 3.2 05/2010**  
**Programa Duprex 3.2**



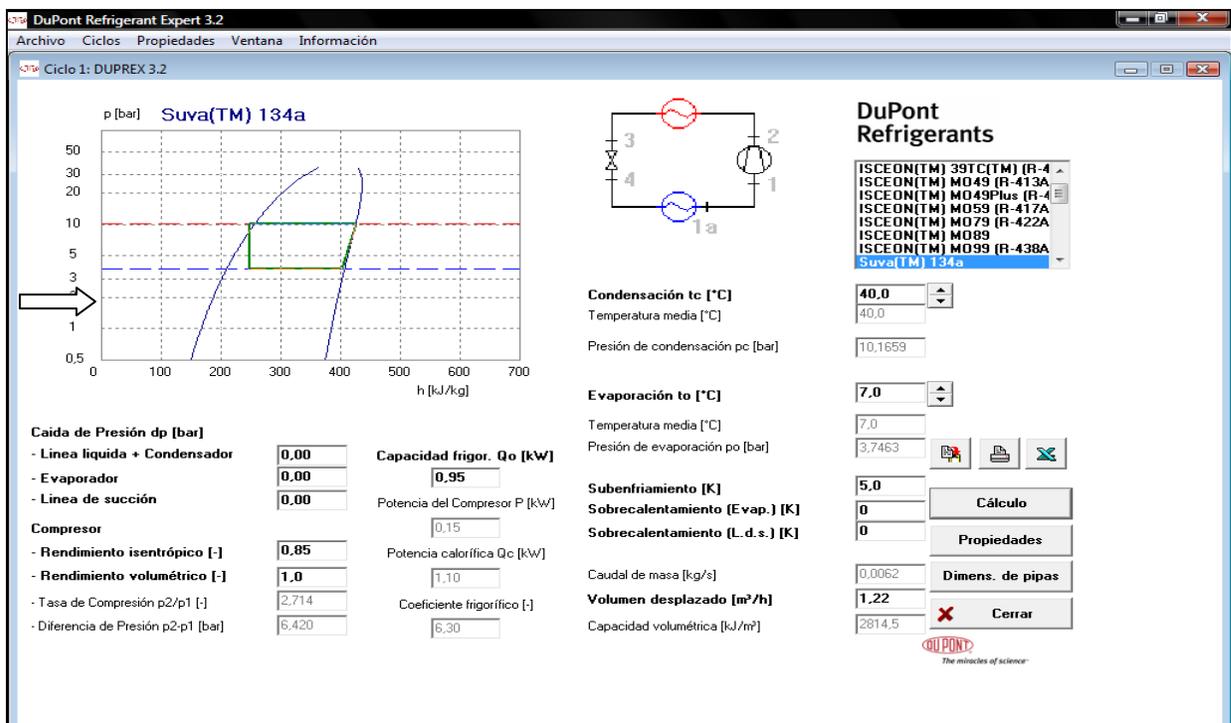
Active el ciclo haciendo clic sobre la figura 1

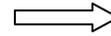
2- En esta ventana se puede seleccionar el refrigerante que se quiere desde el menú desplegable en la parte derecha de la pantalla. Los parámetros en negrita pueden ser modificados a las condiciones requeridas. Después de ingresar los datos requeridos, hacer clic en el botón Calcular. Los principales parámetros modificados son:

- a- Refrigerante a utilizar.
- b- Temperatura de evaporación.
- c- Temperatura de condensación.
- d- Capacidad frigorífica.
- e- Rendimiento isentropico del compresor.
- f- Grados de subenfriamiento del ciclo.
- g- Grados de sobrecalentamiento para el evaporador y la línea de succión.



3- En la pantalla se observa en la parte superior izquierda el trazado del ciclo. Para obtener las condiciones termodinámicas calculadas por el simulador, se hace clic al vínculo que se encuentra en la parte inferior derecha de la pantalla con el nombre de Propiedades en negrilla.





Luego de hacer clic, aparecerá en el centro de la pantalla una sub-pantalla con las propiedades termodinámicas del fluido para cada etapa del ciclo.

|      | t<br>[°C] | p<br>[bar] | h<br>[kJ/kg] | s<br>[kJ/kgK] | v<br>[dm <sup>3</sup> /kg] | x<br>[%] |
|------|-----------|------------|--------------|---------------|----------------------------|----------|
| 1a   | 7,00      | 3,7463     | 402,63       | 1,7235        | 54,5872                    |          |
| 1    | 7,00      | 3,7463     | 402,63       | 1,7235        | 54,5872                    |          |
| 2    | 43,46     | 10,1659    | 423,34       | 1,7235        | 20,4636                    |          |
| 3    | 40,00     | 10,1659    | 256,41       | 1,1905        | 0,8720                     |          |
| 4    | 7,00      | 3,7463     | 256,41       | 1,2016        | 13,8598                    | 24,3     |
| 1-2  |           |            | 20,71        |               |                            |          |
| 1-2s |           |            | 20,71        |               |                            |          |

anterior

4- Para diseñar las tuberías del ciclo de refrigeración, en la parte inferior izquierda de la pantalla principal se encuentra una ventana con el nombre de dimensionamiento de tubo, se hace clic y se activa la siguiente ventana:

Ciclo 1: Dimensionamiento de tubo

Estándar: EN 12735-1  
Material: Cu

Suva(TM) 134a

Propiedades de ciclo

|                              |       |    |
|------------------------------|-------|----|
| Temp. de evaporación         | 7,00  | °C |
| Temp. media de gas aspirado  | 7,00  | °C |
| Temp. media de gas a presión | 43,46 | °C |
| Temp. de condensación        | 40,00 | °C |
| Subenfriamiento de liquido   | 0,00  | K  |
| Capacidad frigorífica        | 0,95  | kW |

| Tubería gas aspirado          | Tubería de liquido           | Tubería de gas a presión   |
|-------------------------------|------------------------------|--|
| Tubería gas aspirado / Cu     | EN 12735-1 / Velocidad       | <input type="checkbox"/> inch <input type="checkbox"/> dp <input type="checkbox"/> bar |
| Tubo más pequeño siguiente    | Diámetro interior [mm]       | Tubo más grande siguiente  |
| 8,00 x 1,00<br>(di = 6,00 mm) | 7,51                         | 10,00 x 1,00<br>(di = 8,00 mm)   |
| 12,54                         | Velocidad [m/s]              | 7,06   |
|                               | 8,00                         |  |
| 0,35                          | Logitud equivalente [K/m]    | 0,09   |
|                               | 0,12                         |  |
| 4463,77                       | Caida de presión [K/m]       | 1092,13  |
|                               | 1483,47                      |  |
| 2,10                          | Pérdida total de presión [K] | 0,51   |
|                               | L = 6 m dp = 0,70 K          |  |

En la parte superior izquierda de la pantalla, se selecciona el material (cobre-Cu o acero St-) y el estandar (para el cobre - ASTM B88 tipo L o EN 12735-1, de acero ASTM A53 B-ST, EN 10220 R1) para especificar el tipo de tubo y el tamaño estándar que se va a utilizar en la línea de dimensionamiento de cálculo para el ciclo de refrigeración seleccionado.

El cálculo del tamaño de la línea se basa en una caída deseada de presión total expresado en unidades de presión por unidad de longitud de tubería. Para las unidades en el sistema inglés, los valores por defecto son 2 ° R/100 pies de las líneas de succión y descarga y 1 ° R/100 pies de la línea de líquido. Para las unidades del SI, los valores por defecto son 0.4 ° K/10 m para las líneas de succión y descarga y 0,2 ° m K/10 de la línea de líquido. Este valor puede ser modificado mediante el ajuste del valor en el cuadro Longitud equivalente en el centro de la pantalla.

El programa calcula un diámetro interno de la tubería, la velocidad y la caída de presión, así como para el más pequeño y el siguiente más próximo del tamaño del tubo basado en el material del tubo y del tamaño estándar seleccionado.

5- En la parte superior de la ventana de dimensionamiento de tubo se observan tres pestañas en las que se encuentran las diferentes tuberías que conforman el ciclo, al hacerle clic pueden ser modificadas por separado de acuerdo a las especificaciones requeridas por el ciclo.

**Estándar:** EN 12735-1  
**Material:** Cu

**Suva(TM) 134a**

**Propiedades de ciclo**

|                              |          |
|------------------------------|----------|
| Temp. de evaporación         | 7,00 °C  |
| Temp. media de gas aspirado  | 7,00 °C  |
| Temp. media de gas a presión | 43,46 °C |
| Temp. de condensación        | 40,00 °C |
| Subenfriamiento de liquido   | 0,00 K   |
| Capacidad frigorífica        | 0,95 kW  |

| Tuberia gas aspirado                               | Tuberia de liquido                  | Tuberia de gas a presión         |
|--|-------------------------------------|----------------------------------|
| Tuberia gas aspirado / Cu / EN 12735-1 / Velocidad |                                     |                                  |
| <b>Tubo más pequeño siguiente</b>                  | <b>Diámetro interior [mm]</b>       | <b>Tubo más grande siguiente</b> |
| 8,00 x 1,00<br>(di = 6,00 mm)                      | 7,51                                | 10,00 x 1,00<br>(di = 8,00 mm)   |
|  | <b>Velocidad [m/s]</b>              |                                  |
| 12,54  | 8,00                                | 7,06                             |
|  | <b>Logitud equivalente [K/m]</b>    |                                  |
| 0,35   | 0,12                                | 0,09                             |
|  | <b>Caída de presión [Pa/m]</b>      |                                  |
| 4463,77  | 1483,47                             | 1092,13                          |
|  | <b>Pérdida total de presión [K]</b> |                                  |
| 2,10   | L = 6 m dp = 0,70 K                 | 0,51                             |

## APÉNDICE D

### TABLAS Y GRÁFICOS BIBLIOGRÁFICAS

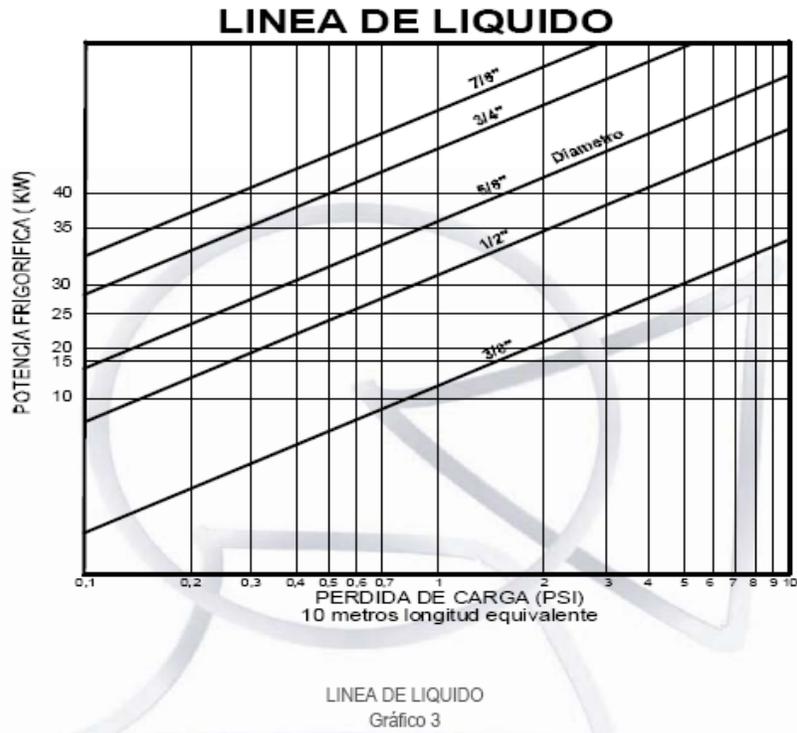
*En esta sección se presentan las herramientas bibliográficas utilizadas en la investigación.*

**Tabla D.1. Propiedades termodinámicas de R134a de la guía de colección de tablas y graficas de tecnología frigoríficas.**

| Tabla 2.1: Propiedades del líquido y vapor saturados para el R-134a |            |   |  |                           |                           |                             |                             |
|---|------------|---|--|---------------------------|---------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| R-134a, CH <sub>2</sub> F-CF <sub>2</sub> , 1,1,1,2-Tetrafluoretano |            |   |  |                           |                           |                             |                             |
| t<br>(°C)   | P<br>(kPa) | v <sub>l</sub><br>(dm <sup>3</sup> /kg) | v <sub>g</sub><br>(m <sup>3</sup> /kg) | h <sub>l</sub><br>(kJ/kg) | h <sub>g</sub><br>(kJ/kg) | s <sub>l</sub><br>(kJ/kg·K) | s <sub>g</sub><br>(kJ/kg·K) |
| -50   | 29.9       | 0.6917                                  | 0.5957                                 | 138.42                    | 366.54                    | 0.7524                      | 1.7747                      |
| -48   | 33.5       | 0.6944                                  | 0.53549                                | 140.7                     | 367.81                    | 0.7626                      | 1.7713                      |
| -46   | 37.45      | 0.6971                                  | 0.48239                                | 142.99                    | 369.07                    | 0.7727                      | 1.768                       |
| -44   | 41.77      | 0.6998                                  | 0.43545                                | 145.3                     | 370.33                    | 0.7828                      | 1.7648                      |
| -42   | 46.5       | 0.7026                                  | 0.39385                                | 147.63                    | 371.59                    | 0.7929                      | 1.7618                      |
| -40   | 51.64      | 0.7053                                  | 0.35692                                | 149.97                    | 372.85                    | 0.803                       | 1.7589                      |
| -38   | 57.24      | 0.7083                                  | 0.32405                                | 152.33                    | 374.11                    | 0.813                       | 1.7562                      |
| -36   | 63.32      | 0.7113                                  | 0.29474                                | 154.7                     | 375.37                    | 0.8231                      | 1.7535                      |
| -34   | 69.91      | 0.7142                                  | 0.26855                                | 157.09                    | 376.62                    | 0.8331                      | 1.751                       |
| -32   | 77.04      | 0.7172                                  | 0.24511                                | 159.49                    | 377.87                    | 0.8431                      | 1.7486                      |
| -30   | 84.74      | 0.7202                                  | 0.22408                                | 161.91                    | 379.11                    | 0.853                       | 1.7463                      |
| -28   | 93.05      | 0.7233                                  | 0.20518                                | 164.35                    | 380.35                    | 0.863                       | 1.7441                      |
| -26   | 101.99     | 0.7264                                  | 0.18817                                | 166.8                     | 381.59                    | 0.8729                      | 1.742                       |
| -24   | 111.6      | 0.7296                                  | 0.17282                                | 169.26                    | 382.82                    | 0.8828                      | 1.74                        |
| -22   | 121.92     | 0.7328                                  | 0.15896                                | 171.74                    | 384.05                    | 0.8927                      | 1.738                       |
| -20   | 132.99     | 0.7361                                  | 0.14641                                | 174.24                    | 385.28                    | 0.9025                      | 1.7362                      |
| -18   | 144.83     | 0.7394                                  | 0.13504                                | 176.75                    | 386.5                     | 0.9124                      | 1.7345                      |
| -16   | 157.48     | 0.7428                                  | 0.12471                                | 179.27                    | 387.71                    | 0.9222                      | 1.7328                      |
| -14   | 170.99     | 0.7463                                  | 0.11533                                | 181.81                    | 388.92                    | 0.932                       | 1.7312                      |
| -12   | 185.4      | 0.7498                                  | 0.10678                                | 184.36                    | 390.12                    | 0.9418                      | 1.7297                      |
| -10   | 200.73     | 0.7533                                  | 0.09898                                | 186.93                    | 391.32                    | 0.9515                      | 1.7282                      |
| -8  | 217.04     | 0.7569                                  | 0.09186                                | 189.52                    | 392.51                    | 0.9613                      | 1.7269                      |
| -6  | 234.36     | 0.7606                                  | 0.08535                                | 192.12                    | 393.7                     | 0.971                       | 1.7255                      |
| -4  | 252.74     | 0.7644                                  | 0.07938                                | 194.73                    | 394.87                    | 0.9807                      | 1.7243                      |
| -2  | 272.21     | 0.7682                                  | 0.07391                                | 197.36                    | 396.04                    | 0.9903                      | 1.7231                      |
| 0   | 292.82     | 0.7721                                  | 0.06899                                | 200                       | 397.2                     | 1                           | 1.722                       |
| 2   | 314.62     | 0.776                                   | 0.06427                                | 202.66                    | 398.36                    | 1.0096                      | 1.7209                      |
| 4   | 337.65     | 0.7801                                  | 0.06001                                | 205.33                    | 399.5                     | 1.0192                      | 1.7199                      |
| 6   | 361.95     | 0.7842                                  | 0.05609                                | 208.02                    | 400.64                    | 1.0288                      | 1.7189                      |
| 8   | 387.56     | 0.7884                                  | 0.05248                                | 210.72                    | 401.77                    | 1.0384                      | 1.7179                      |
| 10  | 414.55     | 0.7927                                  | 0.04913                                | 213.44                    | 402.89                    | 1.048                       | 1.717                       |
| 12  | 442.94     | 0.7971                                  | 0.04604                                | 216.17                    | 404                       | 1.0575                      | 1.7162                      |
| 14  | 472.8      | 0.8016                                  | 0.04318                                | 218.92                    | 405.1                     | 1.067                       | 1.7154                      |
| 16  | 504.16     | 0.8062                                  | 0.04052                                | 221.68                    | 406.18                    | 1.0765                      | 1.7146                      |
| 18  | 537.08     | 0.8109                                  | 0.03806                                | 224.44                    | 407.26                    | 1.0859                      | 1.7139                      |
| 20  | 571.6      | 0.8157                                  | 0.03577                                | 227.23                    | 408.33                    | 1.0954                      | 1.7132                      |
| 22  | 607.78     | 0.8206                                  | 0.03365                                | 230.05                    | 409.38                    | 1.1049                      | 1.7125                      |
| 24  | 645.66     | 0.8257                                  | 0.03166                                | 232.87                    | 410.42                    | 1.1143                      | 1.7118                      |
| 26  | 685.3      | 0.8309                                  | 0.02982                                | 235.72                    | 411.45                    | 1.1237                      | 1.7112                      |
| 28  | 726.75     | 0.8362                                  | 0.02809                                | 238.58                    | 412.47                    | 1.1332                      | 1.7106                      |
| 30  | 770.06     | 0.8416                                  | 0.02648                                | 241.46                    | 413.47                    | 1.1426                      | 1.71                        |
| 32  | 815.28     | 0.8473                                  | 0.02498                                | 244.36                    | 414.45                    | 1.152                       | 1.7094                      |
| 34  | 862.47     | 0.853                                   | 0.02357                                | 247.28                    | 415.42                    | 1.1614                      | 1.7088                      |
| 36  | 911.68     | 0.859                                   | 0.02225                                | 250.22                    | 416.37                    | 1.1708                      | 1.7082                      |
| 38  | 962.98     | 0.8651                                  | 0.02102                                | 253.18                    | 417.3                     | 1.1802                      | 1.7077                      |
| 40  | 1016.4     | 0.8714                                  | 0.01986                                | 256.16                    | 418.21                    | 1.1896                      | 1.7071                      |
| 42  | 1072.02    | 0.8779                                  | 0.01877                                | 259.16                    | 419.11                    | 1.199                       | 1.7065                      |
| 44  | 1129.9     | 0.8847                                  | 0.01774                                | 262.19                    | 419.98                    | 1.2084                      | 1.7059                      |
| 46  | 1190.08    | 0.8917                                  | 0.01678                                | 265.24                    | 420.83                    | 1.2178                      | 1.7053                      |
| 48  | 1252.63    | 0.8989                                  | 0.01588                                | 268.32                    | 421.65                    | 1.2273                      | 1.7047                      |
| 50  | 1317.62    | 0.9064                                  | 0.01502                                | 271.42                    | 422.44                    | 1.2367                      | 1.7041                      |
| 52  | 1385.1     | 0.9142                                  | 0.01421                                | 274.55                    | 423.21                    | 1.2462                      | 1.7034                      |
| 54  | 1455.15    | 0.9223                                  | 0.01345                                | 277.71                    | 423.95                    | 1.2557                      | 1.7027                      |
| 56  | 1527.83    | 0.9308                                  | 0.01273                                | 280.9                     | 424.66                    | 1.2652                      | 1.7019                      |
| 58  | 1603.2     | 0.9396                                  | 0.01205                                | 284.13                    | 425.32                    | 1.2747                      | 1.7011                      |
| 60  | 1681.34    | 0.9488                                  | 0.01141                                | 287.39                    | 425.96                    | 1.2843                      | 1.7003                      |
| 62  | 1762.33    | 0.9585                                  | 0.01079                                | 290.68                    | 426.54                    | 1.294                       | 1.6994                      |
| 64  | 1846.22    | 0.9687                                  | 0.01021                                | 294.02                    | 427.09                    | 1.3037                      | 1.6983                      |
| 66  | 1933.11    | 0.9794                                  | 0.00966                                | 297.4                     | 427.58                    | 1.3134                      | 1.6973                      |
| 68  | 2023.07    | 0.9907                                  | 0.00914                                | 300.83                    | 428.02                    | 1.3232                      | 1.6961                      |
| 70  | 2116.2     | 1.0027                                  | 0.00864                                | 304.31                    | 428.4                     | 1.3331                      | 1.6947                      |

Fuente: D.P.Wilson & R.S.Basu, ASHRAE Transactions 1988, Vol. 94 part 2.

**Gráficas de la guía de cálculo y diseño de líneas de refrigeración Termoven**



**Figura D.1. Pérdidas de carga para tuberías de líquido para refrigeración**

**Tabla D.2. Catálogo de selección de válvulas de expansión Sporlan 201 para refrigerante R-134a**

**CAPACIDADES DE VALVULAS DE EXPANSION TERMOSTATICA TONELADAS DE REFRIGERACION**

**12, 134a, 401A, 409A**

| APLICACIONES DE AIRE ACONDICIONADO, BOMBAS DE CALOR Y REFRIGERACION COMERCIAL |  |                                |      |      |      |           |      |      |      |           |      |      |      |           |      |      |      |      |
|---|--|--------------------------------|------|------|------|-----------|------|------|------|-----------|------|------|------|-----------|------|------|------|------|
| VALVULA TIPO  | CAPACIDAD NOMINAL (tonas)  | REFRIGERANTE                   |      |      |      |           |      |      |      |           |      |      |      |           |      |      |      |      |
|   |  | 12                             |      |      |      | 134a      |      |      |      | 401A      |      |      |      | 409A      |      |      |      |      |
|   |  | CARGA TERMOSTATICA RECOMENDADA |      |      |      |           |      |      |      |           |      |      |      |           |      |      |      |      |
|   |  | FC, FCP60                      |      |      |      | JC, JCP60 |      |      |      | XC, XCP60 |      |      |      | FC, FCP60 |      |      |      |      |
|   |  | TEMPERATURA DE EVAPORADOR (°C) |      |      |      |           |      |      |      |           |      |      |      |           |      |      |      |      |
| 5°  | 0°   | -10°                           | -20° | 5°   | 0°   | -10°      | -20° | 5°   | 0°   | -10°      | -20° | 5°   | 0°   | -10°      | -20° |      |      |      |
| N-F-EF-G-EG   | 1/8  | 0.12                           | 0.12 | 0.12 | 0.13 | 0.15      | 0.14 | 0.14 | 0.16 | 0.15      | 0.15 | 0.17 | 0.15 | 0.14      | 0.14 | 0.15 |      |      |
| F-EF-G-EG   | 1/6  | 0.21                           | 0.20 | 0.22 | 0.24 | 0.25      | 0.24 | 0.27 | 0.28 | 0.26      | 0.26 | 0.29 | 0.31 | 0.25      | 0.24 | 0.27 | 0.29 |      |
| N-F-EF-G-EG   | 1/4  | 0.26                           | 0.25 | 0.28 | 0.30 | 0.31      | 0.30 | 0.33 | 0.35 | 0.33      | 0.32 | 0.36 | 0.39 | 0.31      | 0.30 | 0.34 | 0.37 |      |
| N-F-EF-G-EG   | 1/2  | 0.49                           | 0.46 | 0.48 | 0.49 | 0.53      | 0.55 | 0.57 | 0.57 | 0.64      | 0.60 | 0.62 | 0.66 | 0.60      | 0.56 | 0.58 | 0.61 |      |
| N-F-EF-G-EG   | 1  | 0.99                           | 0.93 | 0.95 | 0.96 | 1.18      | 1.11 | 1.13 | 1.13 | 1.27      | 1.19 | 1.23 | 1.32 | 1.19      | 1.12 | 1.15 | 1.22 |      |
| F-EF-G-EG   | 1-1/2  | 1.58                           | 1.48 | 1.53 | 1.40 | 1.89      | 1.77 | 1.82 | 1.66 | 2.03      | 1.91 | 1.98 | 2.11 | 1.90      | 1.79 | 1.84 | 1.96 |      |
| F&E(Ext)-C(Int)-G&EG(Ext)-S   | 2  | 1.98                           | 1.65 | 1.91 | 1.78 | 2.36      | 2.21 | 2.27 | 2.11 | 2.54      | 2.39 | 2.47 | 2.63 | 2.38      | 2.23 | 2.30 | 2.45 |      |
| C-S   | 2-1/2  | 2.47                           | 2.32 | 2.38 | 2.21 | 2.95      | 2.76 | 2.84 | 2.63 | 3.18      | 2.99 | 3.09 | 3.29 | 2.98      | 2.79 | 2.86 | 3.06 |      |
| F&E(Ext)-C-S  | 3  | 2.97                           | 2.78 | 2.86 | 2.72 | 3.55      | 3.32 | 3.40 | 3.22 | 3.81      | 3.58 | 3.70 | 3.95 | 3.57      | 3.35 | 3.45 | 3.67 |      |
| C&S(Ext)  | 5  | 4.98                           | 4.34 | 3.67 | 3.55 | 5.95      | 5.18 | 4.60 | 4.21 | 6.41      | 5.60 | 5.01 | 5.03 | 5.99      | 5.23 | 4.67 | 4.68 |      |
| S(Ext)  | 6  | 5.98                           | 5.21 | 4.64 | 4.50 | 7.14      | 6.22 | 5.52 | 5.34 | 7.69      | 6.72 | 6.01 | 6.03 | 7.19      | 6.29 | 5.60 | 5.61 |      |
| S(Ext)  | 10   | 9.24                           | 8.20 | 7.62 | 7.45 | 11.0      | 9.79 | 9.06 | 8.84 | 11.9      | 10.6 | 9.86 | 10.1 | 11.1      | 9.88 | 9.20 | 9.42 |      |
| H   | 1-1/2  | 1.58                           | 1.48 | 1.53 | 1.40 | 1.89      | 1.77 | 1.82 | 1.66 | 2.03      | 1.91 | 1.98 | 2.11 | 1.90      | 1.79 | 1.84 | 1.96 |      |
| H   | 3  | 2.97                           | 2.78 | 2.79 | 2.57 | 3.55      | 3.32 | 3.32 | 3.05 | 3.81      | 3.58 | 3.62 | 3.65 | 3.57      | 3.35 | 3.37 | 3.40 |      |
| H   | 4  | 3.95                           | 3.71 | 3.72 | 3.20 | 4.73      | 4.42 | 4.43 | 3.91 | 5.09      | 4.78 | 4.82 | 4.87 | 4.76      | 4.46 | 4.50 | 4.53 |      |
| H   | 5  | 4.94                           | 4.63 | 4.65 | 4.03 | 5.91      | 5.53 | 5.54 | 4.78 | 6.36      | 5.97 | 6.03 | 6.09 | 5.95      | 5.58 | 5.62 | 5.67 |      |
| H   | 8  | 7.41                           | 6.95 | 6.98 | 6.02 | 8.96      | 8.29 | 8.31 | 7.14 | 8.54      | 8.96 | 8.04 | 8.13 | 8.93      | 8.37 | 8.43 | 8.50 |      |
| H   | 12   | 11.6                           | 10.8 | 10.9 | 9.66 | 13.8      | 12.9 | 13.0 | 11.5 | 14.9      | 14.0 | 14.1 | 14.2 | 13.9      | 13.1 | 13.2 | 13.3 |      |
| M   | 13   | 12.9                           | 12.0 | 12.0 | 11.1 | 15.4      | 14.4 | 14.3 | 13.2 | 16.5      | 15.5 | 15.5 | 15.3 | 15.5      | 14.5 | 14.5 | 14.2 |      |
| M   | 15   | 15.3                           | 14.4 | 14.3 | 13.6 | 18.3      | 17.1 | 17.0 | 16.1 | 19.7      | 18.5 | 18.5 | 18.2 | 18.4      | 17.3 | 17.2 | 17.0 |      |
| M   | 20   | 19.8                           | 18.5 | 18.4 | 17.1 | 23.6      | 22.1 | 21.9 | 20.3 | 25.4      | 23.9 | 23.9 | 23.5 | 23.8      | 22.3 | 22.2 | 21.9 |      |
| M   | 25   | 24.7                           | 23.2 | 23.0 | 20.4 | 29.5      | 27.6 | 27.4 | 24.2 | 31.8      | 29.9 | 29.8 | 29.4 | 29.8      | 27.9 | 27.6 | 27.3 |      |
| VALVULAS DE EXPANSION TERMOSTATICA DE ORIFICIO BALANCEADO                     |  |                                |      |      |      |           |      |      |      |           |      |      |      |           |      |      |      |      |
| BF-EBF-SBF  | AAA  | 0.21                           | 0.20 | 0.22 | 0.24 | 0.25      | 0.24 | 0.27 | 0.28 | 0.26      | 0.26 | 0.29 | 0.31 | 0.25      | 0.24 | 0.27 | 0.29 |      |
| BF-EBF-SBF  | AA   | 0.45                           | 0.42 | 0.43 | 0.41 | 0.53      | 0.50 | 0.51 | 0.48 | 0.57      | 0.54 | 0.56 | 0.59 | 0.54      | 0.50 | 0.52 | 0.55 |      |
| BF-EBF-SBF  | A  | 0.99                           | 0.93 | 0.95 | 0.96 | 1.18      | 1.11 | 1.13 | 1.13 | 1.27      | 1.19 | 1.23 | 1.32 | 1.19      | 1.12 | 1.15 | 1.22 |      |
| BF-EBF-SBF  | B  | 1.68                           | 1.57 | 1.62 | 1.49 | 2.01      | 1.89 | 1.93 | 1.77 | 2.16      | 2.03 | 2.10 | 2.24 | 2.02      | 1.90 | 1.96 | 2.08 |      |
| BF-EBF-SBF  | C  | 2.97                           | 2.78 | 2.86 | 2.72 | 3.55      | 3.32 | 3.40 | 3.22 | 3.81      | 3.58 | 3.70 | 3.95 | 3.57      | 3.35 | 3.45 | 3.67 |      |
| EB-S  | 5  | 5.04                           | 4.57 | 4.38 | 3.89 | 6.02      | 5.45 | 5.21 | 4.60 | 6.48      | 5.89 | 5.67 | 5.79 | 6.06      | 5.50 | 5.29 | 5.38 |      |
| EB-S  | 7  | 6.94                           | 6.30 | 6.04 | 5.35 | 8.30      | 7.52 | 7.18 | 6.34 | 8.93      | 8.12 | 7.82 | 7.98 | 8.36      | 7.59 | 7.29 | 7.43 |      |
| EB-S  | 9  | 9.22                           | 8.19 | 7.46 | 6.65 | 11.0      | 9.78 | 8.88 | 7.88 | 11.9      | 10.6 | 9.86 | 9.43 | 11.1      | 9.87 | 9.01 | 8.78 |      |
| EB-S  | 12   | 13.2                           | 11.7 | 10.6 | 9.30 | 15.8      | 14.0 | 12.7 | 11.0 | 17.0      | 15.1 | 13.8 | 13.2 | 15.9      | 14.1 | 12.8 | 12.3 |      |
| O   | 9  | 8.90                           | 8.34 | 8.43 | 7.65 | 10.6      | 9.95 | 10.0 | 9.07 | 11.4      | 10.7 | 10.9 | 11.2 | 10.7      | 10.0 | 10.2 | 10.4 |      |
| O   | 12   | 11.6                           | 10.8 | 11.0 | 10.1 | 13.8      | 12.9 | 13.1 | 12.0 | 14.9      | 14.0 | 14.2 | 14.6 | 13.9      | 13.1 | 13.2 | 13.6 |      |
| O   | 16   | 15.3                           | 14.4 | 14.5 | 13.2 | 18.3      | 17.1 | 17.3 | 15.6 | 19.7      | 18.5 | 18.8 | 19.3 | 18.4      | 17.3 | 17.5 | 18.0 |      |
| O   | 23   | 22.6                           | 22.0 | 23.2 | 20.1 | 27.1      | 26.3 | 27.6 | 23.9 | 29.1      | 28.4 | 30.0 | 29.8 | 27.3      | 26.5 | 26.0 | 27.7 |      |
| O   | 32   | 31.5                           | 30.6 | 32.2 | 28.6 | 37.7      | 36.6 | 38.3 | 31.5 | 40.5      | 39.5 | 41.7 | 41.5 | 37.9      | 36.9 | 36.9 | 38.6 |      |
| O   | 40   | 38.4                           | 38.3 | 40.3 | 32.3 | 47.1      | 45.7 | 47.9 | 38.3 | 50.7      | 49.4 | 52.2 | 51.9 | 47.4      | 46.1 | 46.6 | 48.2 |      |
| V   | 35   | 34.6                           | 32.4 | 32.0 | 27.9 | 41.4      | 38.7 | 38.1 | 33.0 | 44.5      | 41.8 | 41.5 | 40.2 | 41.7      | 38.1 | 36.7 | 37.4 |      |
| V   | 45   | 44.5                           | 41.7 | 41.2 | 36.1 | 53.2      | 49.9 | 49.0 | 42.8 | 57.2      | 53.7 | 53.3 | 51.6 | 53.6      | 50.2 | 49.7 | 49.0 |      |
| V   | 65   | 54.4                           | 50.9 | 50.3 | 45.1 | 65.0      | 60.8 | 59.9 | 53.5 | 69.9      | 65.7 | 65.2 | 63.1 | 65.5      | 61.4 | 60.8 | 59.7 |      |
| W   | 80   | 64.0                           | 78.7 | 76.4 | 66.8 | 100       | 94.0 | 90.9 | 79.2 | 108       | 102  | 99.0 | 91.6 | 101       | 94.9 | 92.2 | 85.2 |      |
| W   | 110  | 118                            | -    | -    | -    | 141       | -    | -    | -    | 151       | -    | -    | -    | 142       | -    | -    | -    |      |
| VALVULAS DE ORIFICIO INTERCAMBIABLE - TIPO Q y BQ                             |  |                                |      |      |      |           |      |      |      |           |      |      |      |           |      |      |      |      |
| Q-SQ-EQ   | 0  | 1/6                            | 0.20 | 0.19 | 0.19 | 0.18      | 0.24 | 0.22 | 0.23 | 0.22      | 0.25 | 0.24 | 0.25 | 0.26      | 0.22 | 0.23 | 0.25 |      |
| Q-SQ-EQ   | 1  | 1/4                            | 0.45 | 0.42 | 0.43 | 0.40      | 0.53 | 0.50 | 0.51 | 0.47      | 0.57 | 0.54 | 0.56 | 0.59      | 0.54 | 0.50 | 0.52 | 0.55 |
| Q-SQ-EQ   | 2  | 1/2                            | 0.64 | 0.60 | 0.62 | 0.57      | 0.77 | 0.72 | 0.74 | 0.68      | 0.83 | 0.78 | 0.80 | 0.86      | 0.77 | 0.73 | 0.75 | 0.80 |
| Q-SQ-EQ   | 3  | 1                              | 0.99 | 0.93 | 0.95 | 0.90      | 1.18 | 1.11 | 1.13 | 1.06      | 1.27 | 1.19 | 1.23 | 1.32      | 1.19 | 1.12 | 1.15 | 1.22 |
| Q-SQ-EQ   | 4  | 1-1/2                          | 1.38 | 1.30 | 1.33 | 1.29      | 1.66 | 1.59 | 1.59 | 1.53      | 1.78 | 1.67 | 1.73 | 1.84      | 1.67 | 1.56 | 1.61 | 1.71 |
| Q-SQ-EQ   | 5  | 2                              | 1.98 | 1.65 | 1.91 | 1.81      | 2.36 | 2.21 | 2.27 | 2.15      | 2.54 | 2.39 | 2.47 | 2.63      | 2.38 | 2.23 | 2.30 | 2.45 |
| Q-SQ-EQ   | 6  | 2-1/2                          | 2.67 | 2.50 | 2.57 | 2.41      | 3.19 | 2.99 | 3.06 | 2.86      | 3.43 | 3.22 | 3.33 | 3.55      | 3.21 | 3.01 | 3.11 | 3.21 |
| BQ-EBQ-SBQ  | Los orificios reemplazables de puerto balanceado tienen la misma capacidad que otras válvulas de puerto balanceado con puertos tipo AAA, AA, A, B y C. |                                |      |      |      |           |      |      |      |           |      |      |      |           |      |      |      |      |

Graficas de dimensionamiento de tuberías

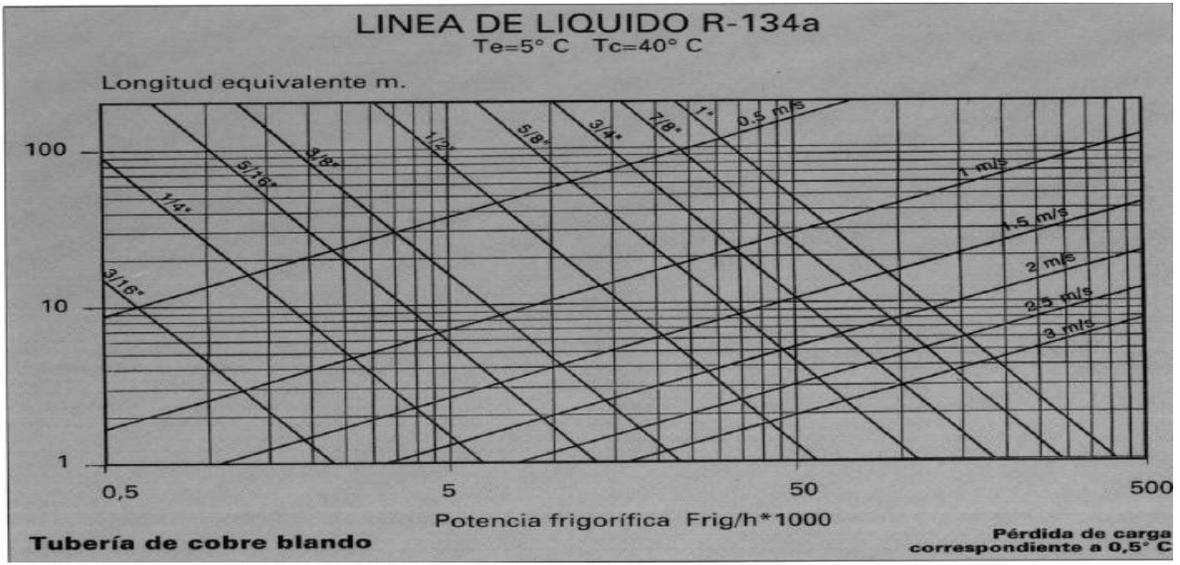


Figura D.2. Línea de liquido para el R-134a

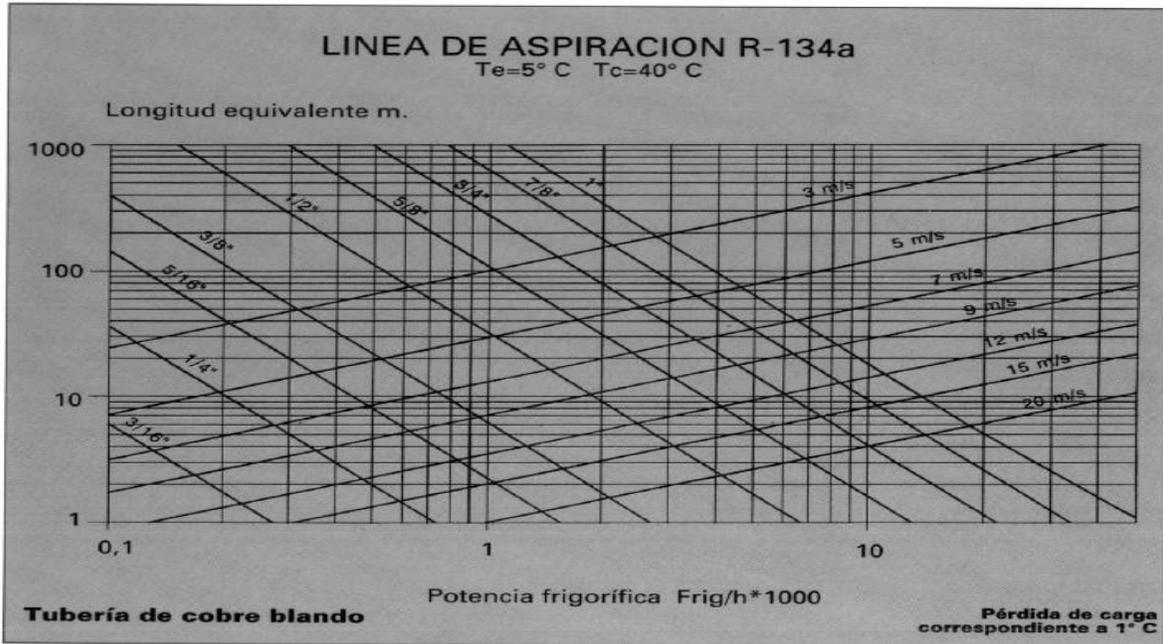


Figura D.3. Línea de aspiración para el R-134a

Graficas de dimensionamiento de tuberías

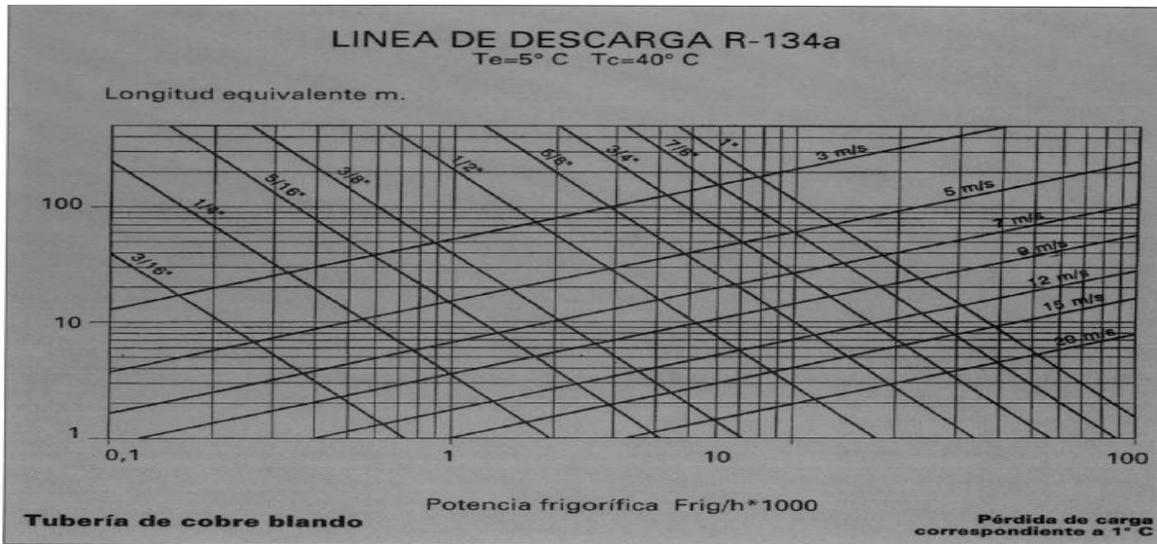


Figura D.4. Línea de descarga para el R-134a

Tabla D.3. Dimensiones normalizadas en tuberías comerciales de cobre para refrigerantes.

| Medida | Dext (pulgada) | Dext (mm) | Rollo de tubo |          |                |           | Barra de tubo |          |                |           |
|--------|----------------|-----------|---------------|----------|----------------|-----------|---------------|----------|----------------|-----------|
|        |                |           | esp (pulgada) | esp (mm) | DInt (pulgada) | DInt (mm) | esp (pulgada) | esp (mm) | DInt (pulgada) | DInt (mm) |
| 3/16"  | 0.1875         | 4.763     | 0.030         | 0.762    | 0.1275         | 3.239     |               |          |                |           |
| 1/4"   | 0.2500         | 6.350     | 0.030         | 0.762    | 0.1900         | 4.826     |               |          |                |           |
| 5/16"  | 0.3125         | 7.938     | 0.030         | 0.762    | 0.2525         | 6.414     |               |          |                |           |
| 3/8"   | 0.3750         | 9.525     | 0.030         | 0.762    | 0.3150         | 8.001     | 0.030         | 0.762    | 0.315          | 8.001     |
| 1/2"   | 0.5000         | 12.700    | 0.030         | 0.762    | 0.4400         | 11.176    | 0.030         | 0.762    | 0.440          | 11.176    |
| 5/8"   | 0.6250         | 15.875    | 0.032         | 0.813    | 0.5610         | 14.249    | 0.030         | 0.762    | 0.565          | 14.351    |
| 3/4"   | 0.7500         | 19.050    | 0.035         | 0.889    | 0.6800         | 17.272    | 0.032         | 0.813    | 0.686          | 17.424    |
| 7/8"   | 0.8750         | 22.225    | 0.035         | 0.889    | 0.8050         | 20.447    | 0.032         | 0.813    | 0.811          | 20.599    |
| 1"     | 1.0000         | 25.400    |               |          |                |           | 0.035         | 0.889    | 0.930          | 23.622    |
| 1-1/8" | 1.1250         | 28.575    |               |          |                |           | 0.040         | 1.016    | 1.045          | 26.543    |
| 1-3/8" | 1.3750         | 34.925    |               |          |                |           | 0.042         | 1.067    | 1.291          | 32.791    |
| 1-5/8" | 1.6250         | 41.275    |               |          |                |           | 0.050         | 1.270    | 1.525          | 38.735    |
| 2-1/8" | 2.1250         | 53.975    |               |          |                |           | 0.060         | 1.524    | 2.005          | 50.927    |
| 2-5/8" | 2.6250         | 66.675    |               |          |                |           | 0.071         | 1.803    | 2.483          | 63.068    |
| 3-1/8" | 3.1250         | 79.375    |               |          |                |           | 0.071         | 1.803    | 2.983          | 75.768    |
| 3-5/8" | 3.6250         | 92.075    |               |          |                |           | 0.080         | 2.032    | 3.465          | 88.011    |

Fuente: Tarifas Salvador Escoda S. A., Mayo 2001

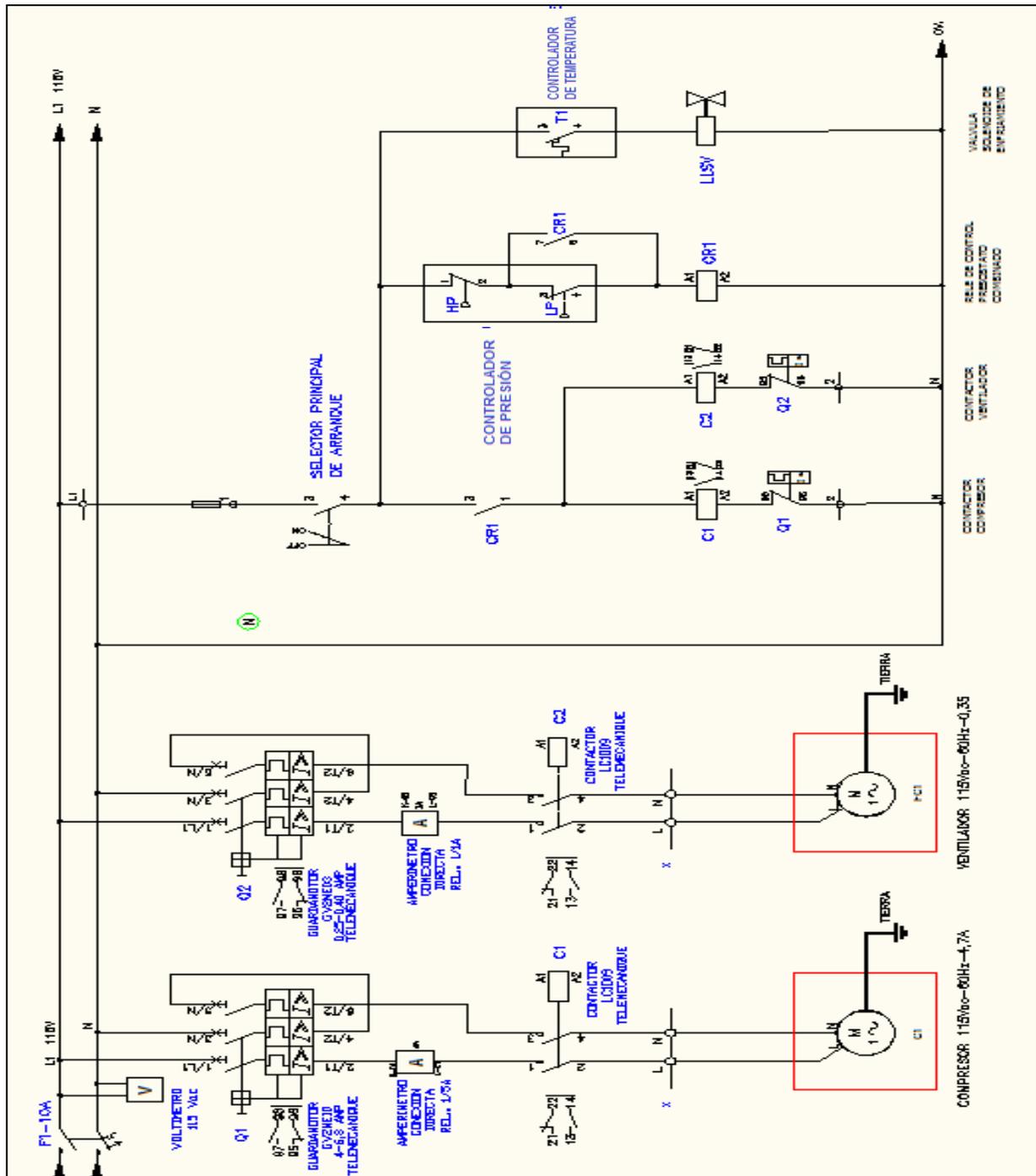
Tabla D.4. Factores de correcciones correspondientes a la temperatura y presión para la selección de la válvula de expansión.

| TEMPERATURA EVAPORADOR (°C) | CAIDA DE PRESION A TRAVES DE LA VET (PSI) |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------------------------|---|------|------|------|------|------|------|------|
|                             | 20  | 40   | 60   | 80   | 100  | 120  | 140  | 160  |
| 5°, 0°                      | 0.56                                      | 0.62 | 1.00 | 1.15 | 1.29 | 1.41 | 1.53 | 1.63 |
| -10°                        | 0.50                                      | 0.71 | 0.87 | 1.00 | 1.12 | 1.22 | 1.32 | 1.41 |
| -20°                        | 0.44                                      | 0.63 | 0.77 | 0.89 | 1.00 | 1.10 | 1.18 | 1.26 |

Estos factores incluyen correcciones por densidad líquida y efecto refrigerante neto y están basados en temperatura de evaporador de -30°C. Pueden usarse en temperaturas entre -20°C y 5°C, dado que la variación respecto a los factores reales no es significativa.

| REFRIGERANTE | TEMPERATURA DE LIQUIDO (°C) |      |      |      |      |      |      |      |      |
|--------------|-----------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|              | -20°                        | -10° | 0°   | 10°  | 20°  | 30°  | 40°  | 50°  | 60°  |
| 12           | 1.67                        | 1.56 | 1.45 | 1.34 | 1.23 | 1.11 | 1.00 | 0.88 | 0.77 |
| 134a         | 1.78                        | 1.66 | 1.53 | 1.40 | 1.27 | 1.13 | 1.00 | 0.86 | 0.72 |
| 401A         | 1.67                        | 1.56 | 1.46 | 1.34 | 1.23 | 1.12 | 1.00 | 0.88 | 0.75 |
| 409A         | 1.62                        | 1.52 | 1.42 | 1.32 | 1.21 | 1.11 | 1.00 | 0.89 | 0.78 |

## APÉNDICE E DIAGRAMA ELÉCTRICO DEL SISTEMA



**Figura E.1. Diagrama eléctrico del sistema de enfriamiento**

### **Funcionamiento de los equipos que conforman el sistema eléctrico.**

Las conexiones eléctricas para el sistema de refrigeración se muestran en la figura E.1 y consta de un voltímetro analógico, dos amperímetros analógicos, dos guardamotores,

transformador de corriente, contactores y un selector principal de corriente. El voltímetro de 115 Vac está conectado en paralelo a la línea de alimentación con la finalidad de medir el voltaje que pasa por cada uno de los equipos. Por su parte, para la medición de la intensidad de corriente se instalan, dos amperímetros, uno de relación 30/5A para el compresor y uno de relación 1/1A conectado al ventilador del condensador, se instalan mediante una conexión directa en serie. Por seguridad y cuidado de los equipos, tanto el compresor como el condensador tienen un guardamotor que protege los equipos de sobrecalentamiento y picos de voltaje.

En la misma figura también se indica el diagrama correspondiente a los controladores. Inicialmente se tiene un selector de arranque de dos posiciones (on-off), que se activa al energizar el circuito. Cuando se alcanza la presión mínima ya calibrada en el controlador de presión combinado se activa un relé de control (CR1), que da paso a la corriente; para iniciar el funcionamiento del compresor y ventilador. Este mismo relé de control se desactivará en el momento en que la presión del sistema sea menor a la presión mínima calibrada o sea mayor a la presión máxima, deteniendo así, el funcionamiento de los equipos.

El controlador de temperatura de enfriamiento inicia su funcionamiento al colocar el selector de arranque en posición "on". El controlador está conectado a la válvula solenoide que permite o no el paso de refrigerante.

APÉNDICE F  
VISTAS EN EL PLANO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DISEÑADO

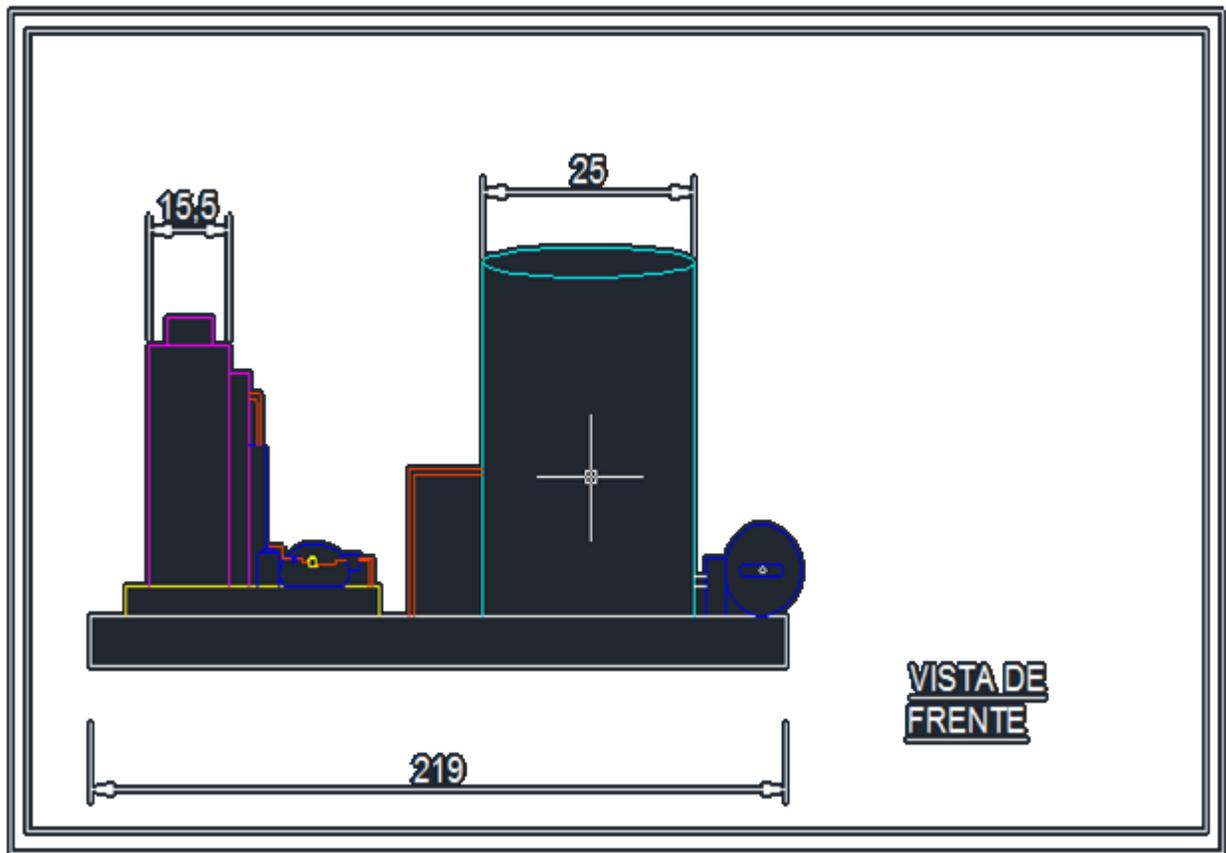


Figura F.1. Vista de frente del sistema de enfriamiento

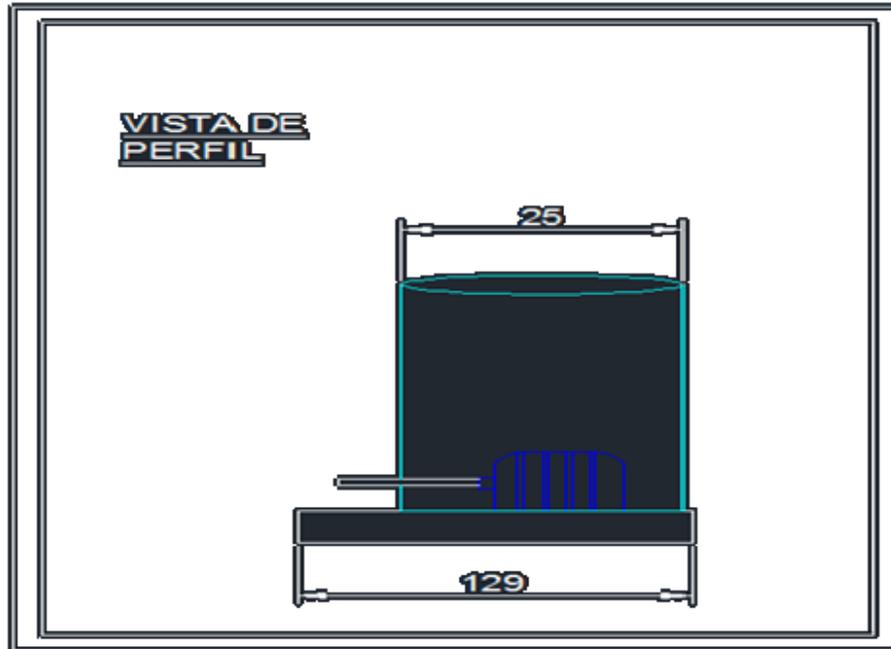


Figura F.2. Vista de perfil del sistema de enfriamiento

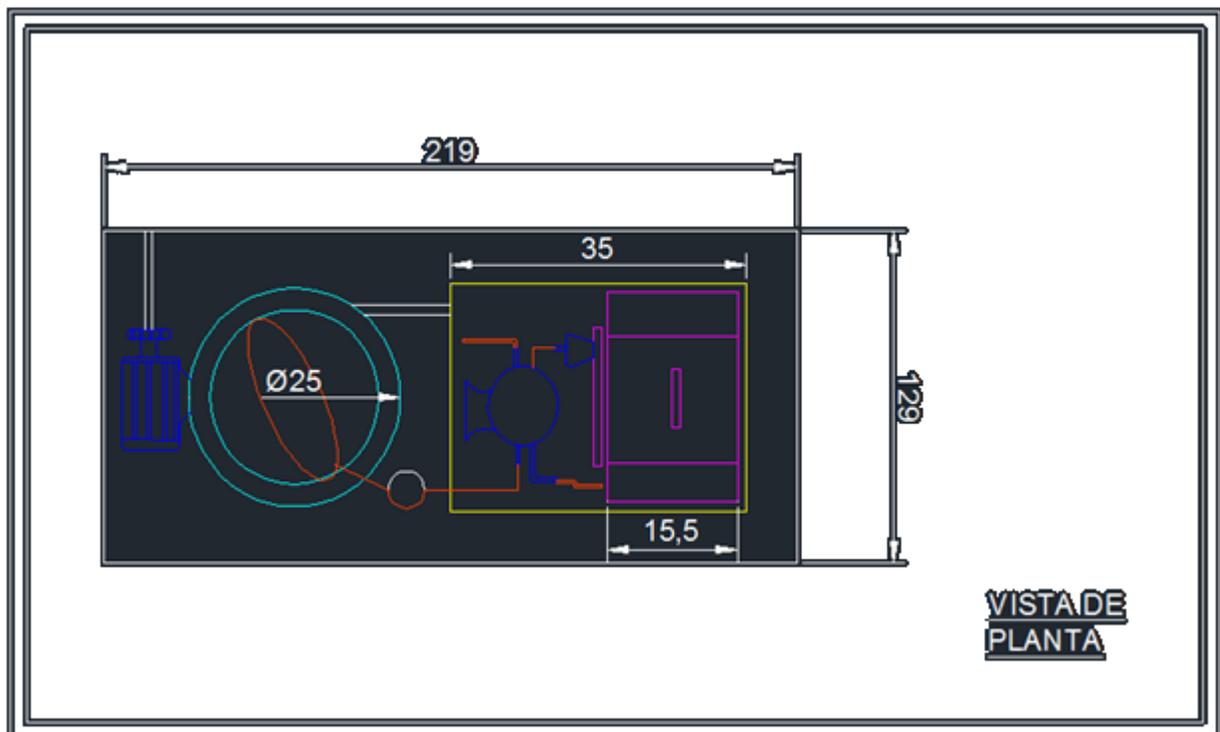


Figura F.3. Vista de planta del sistema de enfriamiento

