

# Capítulo 6

---

## INTEGRACIÓN EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR. INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL

---

### Resumen

En este capítulo, se presenta la integración de los diferentes equipos mencionados en los capítulos anteriores en sistemas de refrigeración por compresión de vapor. Se presentan algoritmos numéricos para la resolución tanto de sistemas de refrigeración por compresión de una sola etapa como de un sistema de refrigeración con sobrealimentación de líquido. Ambos algoritmos numéricos se basan en un programa principal el cual llama a de manera secuencial las diferentes subrutinas que evalúan el comportamiento térmico y fluido-dinámico de los diferentes equipos y partes del sistema hasta que se alcanza la convergencia deseada. Además, en este capítulo se detalla la infraestructura experimental necesaria para la contrastación de resultados numéricos y experimentales tanto del sistema global como de los diferentes elementos que lo integran. Se presenta la contrastación entre resultados experimentales y numéricos para los sistemas de refrigeración por compresión de una sola etapa, así como resultados numéricos obtenidos por la simulación para el caso del sistema con sobrealimentación de líquido que se pretenden contrastar en un plazo muy breve de tiempo.

### 6.1. Introducción

Como se explicó en la introducción, debido a la creciente necesidad que tiene la industria del aire acondicionado y refrigeración de adaptar sus equipos a nuevos refrigerantes que no dañen la capa de ozono, ni afecten al calentamiento global de la atmósfera, es necesario elaborar herramientas de análisis del comportamiento térmico y fluido-dinámico de los diferentes equipos que integran el sistema de refrigeración así como del sistema en su conjunto. El empleo de códigos numéricos generales y precisos permiten la simulación de diferentes geometrías, refrigerantes (tanto puros como mezclas), etc., pudiéndose reducir en gran medida los prototipos finales a desarrollar con el objetivo de buscar las configuraciones más óptimas. En ciertos casos en los que la simulación esté suficientemente validada; ésta podría sustituir completamente a la experimentación.

Existen diferentes sistemas de refrigeración. En este capítulo centraremos el estudio a dos ampliamente utilizados. El primero, que denominamos estándar, es el sistema típico empleado en los refrigeradores y neveras

domésticos. El segundo, de amplia difusión en equipos de refrigeración industriales, lo constituyen los equipos de refrigeración con sobrealimentación de líquido.

Los sistemas de refrigeración estándar (también llamados sistemas de expansión seca) cuentan esencialmente de un circuito principal por el que circula el flujo del refrigerante. El refrigerante deja el evaporador en condiciones de vapor sobrecalentado bajo el control del dispositivo de expansión (normalmente una válvula o un tubo capilar). En esta Tesis se tratará con sistemas de una sola etapa.

Los sistemas con sobrealimentación de líquido (también llamados sistemas de recirculación de líquido) cuentan con dos circuitos principales alimentados con diferente flujo de refrigerante. Dichos circuitos se hallan conectados entre sí mediante el recipiente separador líquido/vapor de baja presión que suministra líquido saturado al evaporador y vapor saturado al compresor. El evaporador es sobrealimentado con respecto al compresor y condensador; como resultado de esto, el refrigerante que pasa por el evaporador no se evapora completamente y la calidad del refrigerante a la salida del mismo es siempre inferior a la unidad.

En las siguientes secciones de este capítulo se dará una explicación más detallada de cada uno de estos sistemas. Se describirá la simulación numérica desarrollada para el análisis del comportamiento térmico y fluido-dinámico de este tipo de equipos trabajando en diferentes condiciones de operación. Se describirá las instalaciones experimentales necesarias para realizar la validación de los códigos numéricos desarrollados y se obtendrán resultados numéricos de ambos ciclos.

## **6.2. Sistemas de refrigeración estándar de una sola etapa**

En esta sección se presenta la descripción de sistemas de refrigeración por compresión de vapor de una sola etapa, así como el modelo numérico desarrollado para el análisis de los mismos. Se presentará la unidad experimental con la que cuenta el Laboratorio y una contrastación entre resultados numéricos y los obtenidos experimentalmente con R134a.

### **6.2.1. Descripción del sistema**

Algunos trabajos que presentan diferentes modelos para la resolución de un ciclo de refrigeración por compresión de una sola etapa se pueden encontrar en la literatura, poniendo énfasis en sistemas típicos de vapor por compresión, sus componentes, el ciclo de refrigeración en su conjunto y comparaciones con estudios experimentales. Entre éstos, los modelos desarrollados por Chi y Didion [Chi, 1982], Murphy y Goldsmith [Murphy, 1985 y 1986], y Rajendran y Pate [Rajendran, 1986] que se basan en balances globales entre las secciones de entrada y salida de los diferentes elementos del sistema. MacArthur [MacArthur, 1984], Jung y Radermacher [Jung, 1991] y Yuan y O'Neal [Yuan, 1994] resuelven el condensador y el evaporador usando métodos de diferencias finitas y considerando una formulación unidimensional de las ecuaciones gobernantes; no presentan comparación con datos experimentales. MacArthur [MacArthur, 1984] resuelve el compresor y la válvula de expansión utilizando modelos paramétricos basados en correlaciones adimensionales. Jung y

Radermacher [Jung, 1991] trabajan con refrigerantes puros y mezclas considerando un compresor no ideal isentrópico y resolviendo el sistema simulado utilizando dos posibles métodos: el de sustituciones sucesivas y el método Newton-Raphson. Yuan y O'Neal [Yuan, 1994] consideran al compresor como un proceso politrópico, y la succión y descarga de las válvulas como adiabáticas e isoentálpicas, mientras que la caída de presión en el condensador y evaporador se desprecia.

En esta sección, se comenta la simulación de una unidad de refrigeración por compresión de una sola etapa previamente desarrollada por el Laboratorio [Escanes, 1994][Escanes, 1995b][Rigola, 1996]. El código ha sido generalizado [Rigola, 1998b] al introducirse gran parte de las técnicas descritas en el capítulo 2 de esta Tesis, esto es: simulación de mezclas no azeotrópicas; posibilidad de utilizar métodos tipo SIMPLE para la resolución de los intercambiadores; implementación de una nueva base de datos para calcular las propiedades físicas y termodinámicas tanto de sustancias puras como de mezclas de refrigerantes.

La unidad frigorífica modelada corresponde a un sistema tradicional de refrigeración por compresión con un ciclo Evans-Perkins, de una sola etapa, que consta de condensador y evaporador tubular concéntrico, dispositivo de expansión de tipo capilar y compresor hermético alternativo, además de diferentes tubos de conexión y elementos auxiliares. Esta unidad se ha seleccionado ya que por un lado su simplicidad facilita el trabajo experimental y de modelización y por otro, al ser una unidad completa, resulta representativa de un gran número de sistemas de refrigeración.

### 6.2.2. Simulación numérica del ciclo frigorífico

El algoritmo de resolución del ciclo completo de refrigeración estándar de una sola etapa, consiste en un programa principal integrado por diferentes subrutinas. La Figura 6.2.2.1 muestra un esquema de la unidad de refrigeración que ha sido simulada y que consta de: el compresor (CMP), el tubo de conexión compresor-condensador (TCC), el condensador (CND), el tubo de conexión condensador-dispositivo de expansión (TCE), el dispositivo de expansión (EXP), tubo de conexión dispositivo de expansión-evaporador (TEE), el evaporador (EVP) y finalmente el tubo de conexión evaporador-compresor (TEC). Los diferentes elementos que forman el equipo son resueltos llamando a cada subrutina de una manera secuencial conveniente. Una descripción de la formulación matemática de cada una de las partes que integran el sistema y de la resolución del ciclo global se presentan a continuación.

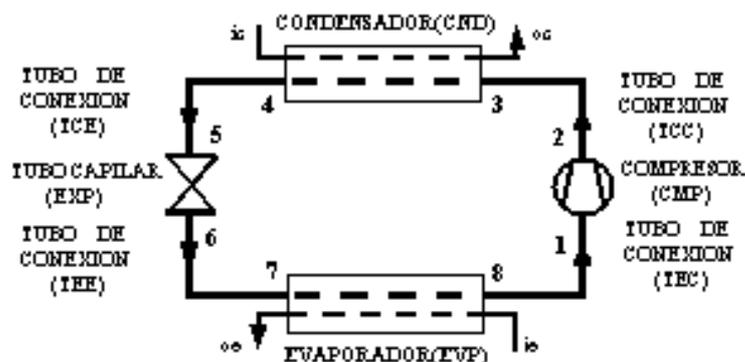


Figura 6.2.2.1. Esquema de la unidad de refrigeración por compresión de una sola etapa.

**Condensador tipo tubular concéntrico (CND).** Como se describió en detalle en el capítulo 4, las ecuaciones gobernantes del flujo de fluido (continuidad, cantidad de movimiento y energía), tanto en el interior del tubo como en el ánulo, así como la ecuación de la energía para las paredes del tubo y en caso de que exista del aislante, se resuelven de manera iterativa mediante un algoritmo segregado. Se utiliza una formulación unidimensional y transitoria en las zonas de flujo de fluido y un esquema numérico del tipo central difference implícito en los tubos y el aislante.

**Dispositivo de expansión (EXP).** Como se describió en detalle en el capítulo 3, el método de análisis para el dispositivos de expansión de tipo capilar, se basa un análisis unidimensional de las ecuaciones gobernantes (continuidad, cantidad de movimiento y energía). El modelo puede analizar tanto las situaciones de flujo crítico (ó flujo estrangulado) o no crítico. La simulación se ha implementado en base a la formulación de las ecuaciones gobernantes en volúmenes de control.

**Evaporador tipo tubular concéntrico (EVP).** Como se describió en detalle en el capítulo 4, al igual que para el caso del condensador, las ecuaciones gobernantes del flujo de fluido (continuidad, cantidad de movimiento y energía), tanto en el interior del tubo como en el ánulo, así como la ecuación de la energía para las paredes del tubo y en caso de que exista del aislante, se resuelven de manera iterativa mediante un algoritmo segregado. Se utiliza una formulación unidimensional y transitoria en las zonas de flujo de fluido y un esquema numérico del tipo central difference implícito en los tubos y el aislante.

**Compresor (CMP).** El modelo se basa en balances globales de masa y energía entre las secciones transversales de entrada y salida del compresor. Esta formulación requiere información empírica adicional para la evaluación de la eficiencia volumétrica, consumo de energía y pérdidas de calor. Esta información empírica ha sido evaluada en detalle por un modelo avanzado de simulación [Escanes, 1996] [Rigola, 1998b] [Rigola, 1999], el cual resuelve el comportamiento térmico y fluido-dinámico en todo el dominio de un compresor hermético recíprocante. Las ecuaciones gobernantes de flujo del fluido unidimensionales y transitorias son discretizadas usando una formulación de volúmenes de control del tipo implícita y un algoritmo del tipo SIMPLE. El comportamiento térmico de los elementos sólidos se basa en un balance térmico en cada componente sólido. La implementación directa de este modelo avanzado sería por el momento inoperante, por las extraordinariamente pequeñas escalas de tiempo que caracterizan el proceso de compresión, lo que exigiría al modelo la utilización de tiempos de discretización muy pequeños que se tendrían que emplear en la resolución de todo el conjunto, lo que se traduciría en un costo computacional excesivo con los ordenadores actualmente disponibles.

**Elementos auxiliares (TCE, TEE, TCC, TEC).** Los elementos auxiliares son tuberías aisladas que unen los diferentes elementos que integran el ciclo, como se describió en detalle en el capítulo 4, las ecuaciones gobernantes del flujo de fluido (continuidad, cantidad de movimiento y energía), en el interior del tubo, así como la ecuación de la energía para las paredes del tubo y del aislante, se resuelven de manera iterativa mediante un algoritmo segregado. Se utiliza una formulación unidimensional y transitoria en la zona de flujo de fluido y un esquema numérico del tipo central difference implícito en los tubos y el aislante.

**Algoritmo global considerando estado permanente o transitorio.** El algoritmo resuelve el sistema global de ecuaciones usando el método de sustituciones sucesivas. Así, en cada intervalo de tiempo, las subrutinas que resuelven todos los elementos son llamadas secuencialmente, transfiriendo información adecuada a cada uno, hasta que se alcanza la convergencia. La secuencia para la resolución global hasta la convergencia es la siguiente, el compresor (CMP), el tubo de conexión compresor-condensador (TCC), el condensador (CND), el tubo de conexión condensador-dispositivo de expansión (TCE), el dispositivo de expansión (EXP), tubo de conexión dispositivo de expansión- evaporador (TEE), el evaporador (EVP) y finalmente el tubo de conexión evaporador-compresor (TEC). La coherencia del algoritmo requiere de un sistema de flujo de información adecuado entre las subrutinas. La información que se transfiere es el conjunto de las variables de flujo de los puntos 1-8 de la *Figura 6.2.2.1*, considerándolas como datos o como resultados para cada elemento que comparte un mismo punto.

La Tabla 6.2.2.1 muestra un posible esquema de transferencia de información entre subrutinas [Escanes, 1995b][Rigola, 1996], que se ha desarrollado para resolver el ciclo frigorífico en régimen transitorio. Nótese que cada una de las variables de flujo aparece dos veces en cada punto, siendo dato para un elemento y resultado para el elemento vecino que comparte el punto.

Elemento	CMP	TCC	CND	TCE	EXP	TEE	EVP	TEC
<b>Datos</b>	$p_2, T_1, \dot{m}_1$	$p_3, T_2, \dot{m}_2$	$p_4, T_3, \dot{m}_3$	$p_5, T_4, \dot{m}_4$	$p_6, T_5, \dot{m}_5$	$p_7, x_{g6}, \dot{m}_6$	$p_8, x_{g7}, \dot{m}_7$	$p_1, T_8, \dot{m}_8$
<b>Resultados</b>	$p_1, T_2, \dot{m}_2$	$p_2, T_3, \dot{m}_3$	$p_3, T_4, \dot{m}_4$	$p_4, T_5, \dot{m}_5$	$p_5, x_{g6}, \dot{m}_6$	$p_6, x_{g7}, \dot{m}_7$	$p_7, T_8, \dot{m}_8$	$p_8, T_1, \dot{m}_1$

**Tabla 6.2.2.1. Esquema de transferencia de información del algoritmo transitorio.**

El esquema propuesto no está de acuerdo con el esquema de datos/resultados para el condensador, el evaporador y los tubos de conexión, dado que el algoritmo de resolución para estos elementos da la presión de entrada como dato y no como resultado en el caso del método de resolución tramo a tramo. Para alimentar estas subrutinas, se calcula la presión de entrada en función de la presión de salida como  $p_i = p_o + \Delta p$ , donde  $\Delta p$  es la pérdida de carga del elemento, que se puede tomar como el valor correspondiente a la iteración anterior. Para acelerar la convergencia, el caudal másico a la entrada del compresor, punto 1, ha sido sobre-relajado.

Las condiciones de contorno para la simulación de todo el sistema son la temperatura, presión y flujo másico de agua a la entrada del flujo secundario en el evaporador y condensador, la velocidad del compresor y la temperatura ambiente. El calor axial en los elementos sólidos se ha considerado cero, excepto en las uniones entre los tubos de conexión y los tubos interiores del condensador y evaporador. Las condiciones iniciales, es decir, el valor de todas las variables dependientes en cada nodo de la discretización para  $t=0$ , han sido evaluadas a partir de la solución del ciclo de refrigeración en estado permanente, haciendo servir las condiciones de contorno correspondientes a  $t=0$ .

En régimen permanente, el caudal másico es constante en todo el dominio. De ahí que la ecuación de continuidad aplicada a cada volumen de control da  $n-1$  ecuaciones linealmente independientes ( $n$  ecuaciones para el caso de régimen transitorio), donde  $n$  es el número total de volúmenes de control del circuito frigorífico.

Por lo tanto, el conjunto de ecuaciones discretizadas es indeterminado y se necesita una ecuación adicional para resolverlo. A pesar de que la masa total del fluido refrigerante puede ser usada como una ecuación adicional, el camino más sencillo es fijar alguna variable del flujo en cualquier punto del dominio (en este caso la presión a la salida del compresor, punto 2, ha sido escogida). El hecho de fijar la presión en este punto, hace necesario modificar el esquema de transferencia de información [Escanes, 1995b][Rigola, 1996]; el esquema implementado se muestra en la Tabla 6.2.2.2.

Elemento	CMP	TCC	CND	TCE	EXP	TEE	EVP	TEC
Datos	$p_2, T_1, \dot{m}$	$p_2, T_2, \dot{m}$	$p_3, T_3, \dot{m}$	$p_4, T_4, \dot{m}$	$p_5, T_5, p_6$	$p_7, x_{g6}, \dot{m}$	$p_8, x_{g7}, \dot{m}$	$p_1, T_8, \dot{m}$
Resultados	$p_1, T_2$	$p_3, T_3$	$p_4, T_4$	$p_5, T_5$	$x_{g6}, \dot{m}$	$p_6, x_{g7}$	$p_7, T_8$	$p_8, T_1$

**Tabla 6.2.2.2. Esquema de transferencia de información del algoritmo permanente**

En este caso, la incongruencia entre el esquema de transferencia de información propuesto para el caso de la resolución tramo a tramo y el esquema datos/resultados de los intercambiadores de calor y los tubos de conexión solo se da en el evaporador y los tubos de conexión vecinos, a los que se aplica el método de utilizar la pérdida de carga evaluada en la iteración anterior.

### 6.2.3. Unidad experimental

En esta sección se presenta la descripción de la instalación experimental diseñada para el análisis de ciclos de refrigeración por compresión de vapor. Para mayor información puede consultar las referencias [Escanes, 1995b][Rigola, 1996]. La instalación propuesta cubre los siguientes objetivos:

- Validar experimentalmente las simulaciones desarrolladas, correspondientes al ciclo frigorífico en su conjunto y de los componentes de la unidad de refrigeración de forma individual: condensador y evaporador tubular concéntrico, compresor hermético alternativo y dispositivo de expansión del tipo capilar.
- Ensayar diferentes tipos de refrigerante, modificaciones en geometría, diferentes condiciones de trabajo, etc.

Para cumplir con los objetivos anteriores, el diseño de la instalación experimental debe cumplir los siguientes requisitos:

- Programación a voluntad y en función del tiempo de las condiciones de trabajo, de caudal y de la temperatura del fluido calefactor del evaporador y del fluido refrigerante al condensador.
- Registro de las condiciones de trabajo: caudal del fluido refrigerante, presión de condensación y evaporación, temperatura a la entrada y a la salida de los diferentes elementos.
- Fácil sustitución del fluido refrigerante y de los diferentes componentes del sistema.
- Control informatizado de la unidad experimental en base a una unidad de adquisición de datos programable y un ordenador.

## Descripción general del equipo

La Figura 6.2.3.1 muestra el esquema de la instalación experimental. Esta unidad se ha construido en base a la utilización de: condensador y evaporador tubular concéntrico (circulando el fluido refrigerante, con cambio de fase, por el tubo interior), compresor hermético alternativo y válvula de expansión del tipo capilar. A continuación se explica brevemente sus principales características.

El condensador y evaporador de tipo tubular concéntrico disponen de circuitos auxiliares que suministran fluido caloportador a los ámulos, con un caudal y temperatura controladas, que constituyen un bucle cerrado en el que se encuentra: una unidad refrigeradora o calefactora dotada de una bomba de circulación y una fuente de calor o frío, un caudalímetro magnético (que introduce una pérdida de carga prácticamente nula) y una válvula de control de caudal de regulación electrónica. Los colectores del intercambiador de calor han sido diseñados y construidos para conseguir la máxima homogenización del flujo a la entrada del ánulo y minimizar el intercambio térmico en zonas exteriores al doble tubo.

Se ha utilizado uniones roscables desmontables, lo que permite variar la geometría de los elementos e incluso la implementación de elementos diferentes a los expuestos, como intercambiador de tubos aleteados, válvulas de aguja, diferentes compresores, etc. Se han aislado los tubos de conexión al máximo.

Dispone de 5 válvulas de esfera y 5 para cargar refrigerante del tipo obús, para poder sustituir cada elemento con un mínimo esfuerzo. Si ha incorporado un visor de líquido y un filtro de deshidratación a la salida del condensador y dos manómetros convencionales que permiten una rápida visualización de las condiciones de funcionamiento.

Se han utilizado dos transductores de presión electrónicos que miden las presiones absolutas de condensación y evaporación, así como 12 sondas de temperatura del tipo termoresistencias, localizadas a la entrada y la salida de cada uno de los elementos del circuito principal (compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador), así como a la entrada y salida de los ámulos del condensador y evaporador. El caudal del refrigerante se mide a partir de un caudalímetro másico que independiza la lectura del tipo de refrigerante y de las condiciones de trabajo de presión y temperatura.

Los diferentes sensores que incorpora la instalación (temperatura, presión y caudal) ofrecen señales electrónicas proporcionales a la magnitud física a medir. Estas señales son leídas en forma secuencial por un DACS (Data Acquisition and Control System), que transforma la señal a un dato digital que un ordenador personal, mediante el adecuado software de comunicaciones, analiza y almacena. De la misma manera, el módulo DACS recibe las señales digitales de control del ordenador, introducidas por el usuario y las transforma en forma de señal analógica de tensión, que son transferidas a los reguladores de caudal (válvulas de control) y temperatura (unidades de refrigeración y calefacción) con los que se encuentra conectado.

Una descripción detallada de la unidad experimental, de los instrumentos de medición y control, así como del sistema de adquisición de datos y control puede verse en Escanes (1995b).

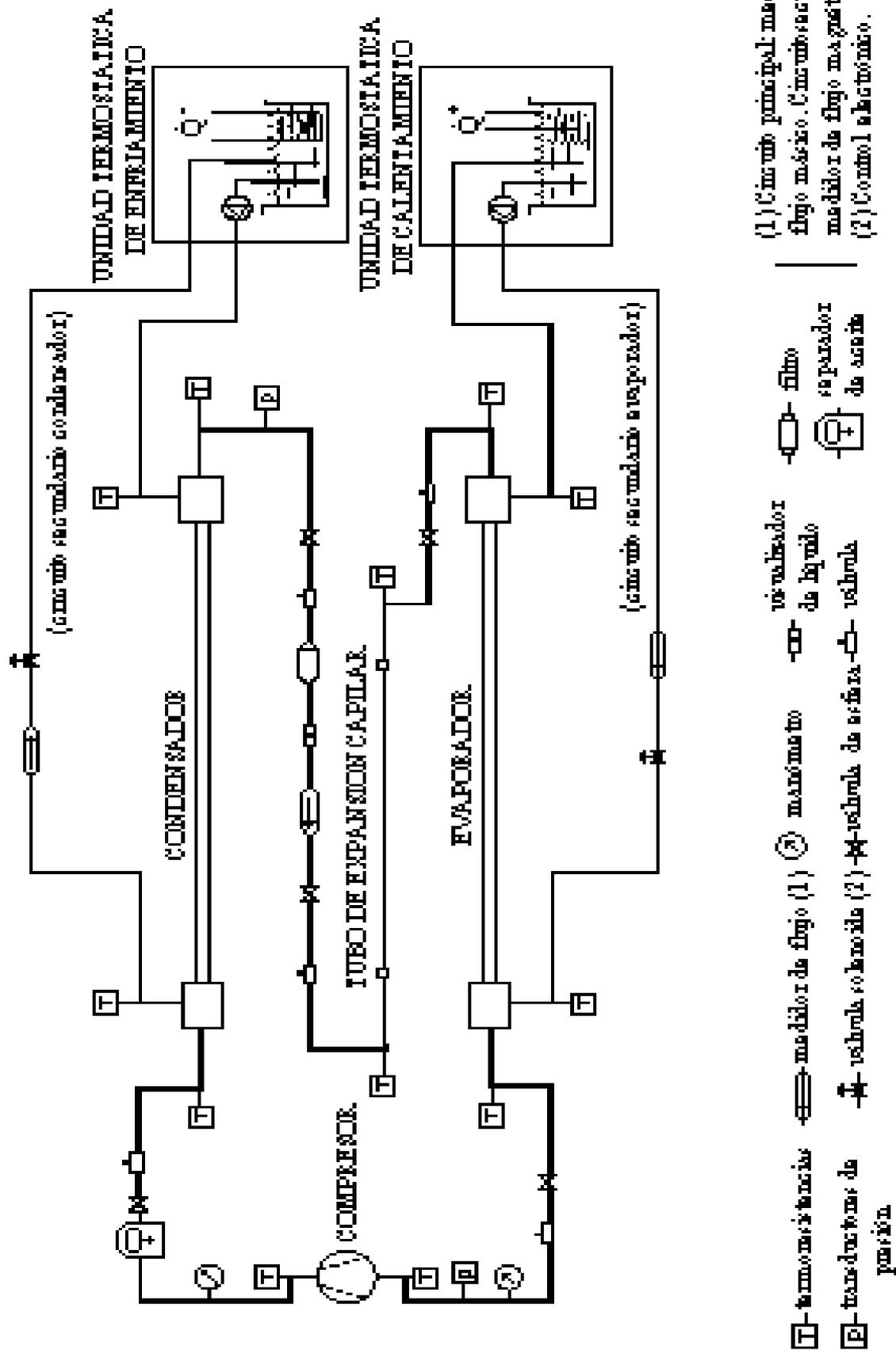


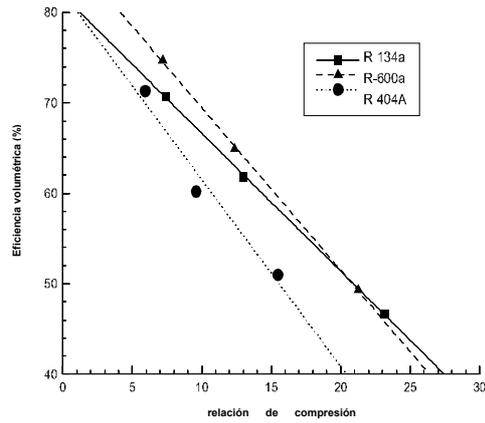
Figura 6.2.3.1. Esquema de la unidad experimental.

#### 6.2.4. Comparación y contrastación entre resultados numéricos y experimentales

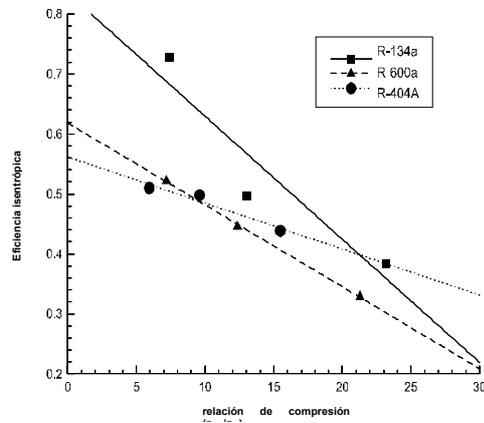
En esta sección se realiza una comparación entre resultados numéricos y experimentales obtenidos en la unidad descrita anteriormente trabajando con R134a [Rigola, 1998b]. Anteriormente se obtuvieron con la misma unidad resultados trabajando con el R12 [Rigola, 1996]. La comparación se realiza para cada elemento del sistema (compresor, condensador y evaporador de doble tubo y tubo capilar) y para todo el sistema en su conjunto. Además se dan resultados ilustrativos utilizando R134a, un hidrocarburo R600a (isobutano) y una mezcla ternaria de refrigerantes R404A (R125/R143a/R134a 0.44/0.52/0.04) trabajando en las mismas condiciones. Todas las propiedades termodinámicas y de transporte han sido evaluadas por medio de un programa de propiedades [REFPROP v5.0, 1996]. La situación analizada para la comparación entre los resultados numéricos y experimentales corresponde al siguiente caso:

<b>Fluido</b>	R-134a.
<b>Compresor</b>	Electrolux Compressor Companies-Spain
<b>Tubo de conexión</b>	i)geometría: diámetros: 4.9, 6.4, 44.4 mm; longitud: 2.1 m; tubo liso; aislante ARMAFLEX.
<b>Condensador</b>	i)geometría: diámetros: 6, 8, 16, 20, 58 mm; longitud: 2 m; tubo cobre liso; aislante ARMAFLEX. flujo contracorriente. ii)ánulo: agua a $T_i = 23.07$ °C; Flujo másico: 4 l/min.
<b>Tubo de conexión</b>	i)geometría: diámetros: 11.2, 13, 51 mm; longitud: 5.1 m; tubo de cobre liso. aislante ARMAFLEX.
<b>Tubo capilar</b>	i)geometría: diámetro: 0.65 mm; longitud: 1.06 m; rugosidad relativa: $8.8 \times 10^{-3}$ ; tubo cobre; aislante ARMAFLEX.
<b>Tubo de conexión</b>	i)geometría: diámetros: 8, 9.6, 47.6 mm; longitud: 0.8 m; tubo de cobre liso; aislante ARMAFLEX.
<b>Evaporador</b>	i)geometría: diámetros: 8, 9.6, 16, 20, 58 mm; longitud: 6m; tubo cobre liso; aislante ARMAFLEX. flujo contracorriente. ii)ánulo: agua a $T_i = 19.24$ °C; Flujo másico: 3 l/min.
<b>Tubo de conexión</b>	i)geometría: diámetros: 8, 9.6, 47.6 mm; longitud: 1.1 m; tubo de cobre liso; aislante ARMAFLEX.
<b>Ciclo</b>	i)presión de condensación: 13.87 bar; estado permanente.

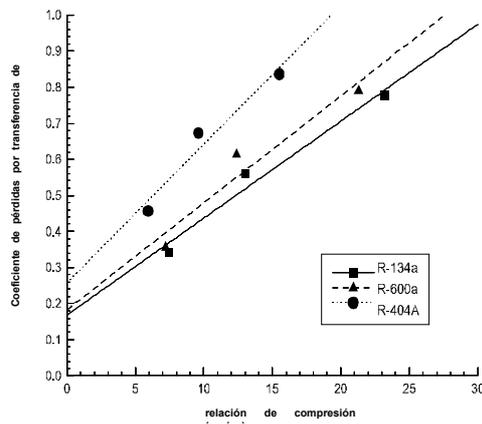
La información empírica utilizada para el flujo bifásico se describe en la *Sección 2.3 Evaluación de coeficientes empíricos*. Toda la información adicional para el compresor ha sido evaluada por medio del modelo avanzado del compresor [Escanes, 1996][Rigola, 1998b]. Los resultados obtenidos para los casos estudiados se representan en las Figuras 6.2.4.1, 6.2.4.2 y 6.2.4.3.



**Figura 6.2.4.1 Eficiencia volumétrica/relación de compresión.**



**Figura 6.2.4.2 Eficiencia isentrópica/relación de compresión.**



**Figura 6.2.4.3 Pérdidas de calor/relación de compresión.**

Los resultados presentados para el compresor han sido obtenidos utilizando el modelo simple del compresor. Sin embargo, la información adicional para este modelo ha sido obtenida utilizando los resultados numéricos de las Figuras 6.2.4.1, 6.2.4.2 y 6.2.4.3. La Tabla 6.2.4.1 muestra resultados comparativos. La diferencia en el flujo másico es de tan solo un 4 %.

**Tabla 6.2.4.1. Compresor: resultado experimental vs numérico (condiciones de contorno entre paréntesis)**

Resultados	T <sub>1</sub> [°C]	T <sub>2</sub> [°C]	p <sub>1</sub> [bar]	p <sub>2</sub> [bar]	m [kg/h]	η <sub>v</sub> [%]	$\dot{W}_{cp}$ [W]	$\dot{Q}_{ls}$ [W]
experimental	20.11	98.45	1.357	13.87	6.33	-	-	-
numérico	(20.11)	98.13	(1.357)	(13.87)	6.29	66.3	178.3	78.0

Las Tablas 6.2.4.2, 6.2.4.3 y 6.2.4.4 muestran resultados comparativos para el condensador, el tubo capilar y el evaporador. Como se puede ver existe una buena concordancia entre ambos resultados (ej. el error en el flujo másico a través del capilar predicho es de un 4 %). Los valores  $T_{c,i}$ ,  $T_{c,o}$ ,  $T_{e,i}$ ,  $T_{e,o}$  son las temperaturas de entrada y salida en el circuito auxiliar del condensador y evaporador, y los flujos másicos en estos circuitos son  $\dot{m}_{aux,c}$  y  $\dot{m}_{aux,e}$ ; mientras que el flujo del refrigerante dentro del intercambiador se representa como  $\dot{m}$ .

**Tabla 6.2.4.2 Condensador: resultado experimental vs numérico (condiciones de contorno entre paréntesis)**

Resultados	T <sub>3</sub> [°C]	T <sub>4</sub> [°C]	$\dot{m}$ [kg/h]	$\dot{m}_{aux,c}$ (kg/h)	T <sub>c,i</sub> [°C]	T <sub>c,o</sub> [°C]	p <sub>c</sub> [bar]
experimental	74.74	24.75	6.33	4.00	23.07	24.72	13.87
numérico	(74.74)	24.63	(6.33)	(4.00)	(23.07)	24.43	(13.87)

**Tabla 6.2.4.3. Tubo capilar: resultado experimental vs numérico (condiciones de contorno entre paréntesis)**

Resultados	T <sub>5</sub> [°C]	T <sub>6</sub> [°C]	$\dot{m}$ [kg/h]	p <sub>c</sub> [bar]	p <sub>e</sub> [bar]	x <sub>g</sub>
Experimental	23.45	-19.48	6.33	1.357	13.87	-
Numérico	(23.45)	-19.48	6.37	(1.357)	(13.87)	0.272

**Tabla 6.2.4.4. Evaporador: resultado experimental vs numérico (condiciones de contorno entre paréntesis)**

Resultados	T <sub>7</sub> [°C]	T <sub>8</sub> [°C]	$\dot{m}$ [kg/h]	$\dot{m}_{aux,e}$ [kg/h]	T <sub>e,i</sub> [°C]	T <sub>e,o</sub> [°C]	p <sub>e</sub> [bar]	x <sub>g</sub>
experimental	-19.60	19.22	6.33	3.00	19.24	18.28	1.357	-
numérico	(-19.60)	19.22	(6.33)	(3.00)	19.24	17.69	(1.357)	0.272

Para el ciclo completo de refrigeración por compresión una comparación entre los resultados experimental y numérico se presenta en la Tabla 6.2.4.5 (en este caso solo las condiciones de flujo a la entrada y la salida en los circuitos secundarios auxiliares y la presión de condensación son fijados como condiciones de contorno). El error mínimo aceptable para concluir la simulación se fijo en  $1 \times 10^{-6}$ . Como se ve, se ha obtenido una razonablemente buena aproximación entre los resultados numéricos y experimentales.

**Tabla 6.2.4.5. Ciclo de refrigeración por compresión: resultado experimental vs numérico (condiciones de contorno entre paréntesis)**

	T <sub>1</sub> [°C]	T <sub>2</sub> [°C]	T <sub>3</sub> [°C]	T <sub>4</sub> [°C]	T <sub>5</sub> [°C]	T <sub>6</sub> [°C]	T <sub>7</sub> [°C]	T <sub>8</sub> [°C]	x <sub>g6</sub>	x <sub>g7</sub>	$\dot{m}$ [kg/h]
exp	20.11	98.54	74.74	24.71	23.45	-19.48	-19.60	19.22	-	-	6.33
num	19.42	97.17	76.79	24.72	24.23	-18.87	-18.91	19.20	0.27	0.29	6.36

	p <sub>c</sub> [bar]	p <sub>e</sub> [bar]	T <sub>c,i</sub> [°C]	T <sub>c,o</sub> [°C]	$\dot{m}_{aux,c}$ [kg/h]	T <sub>e,i</sub> [°C]	T <sub>e,o</sub> [°C]	$\dot{m}_{aux,e}$ [kg/h]	T <sub>amb</sub> [°C]
exp	13.87	1.357	23.07	24.72	4.00	19.24	18.28	3.00	22.63
num	(13.87)	1.367	(23.07)	24.48	(4.00)	(19.24)	18.72	(3.00)	(22.63)

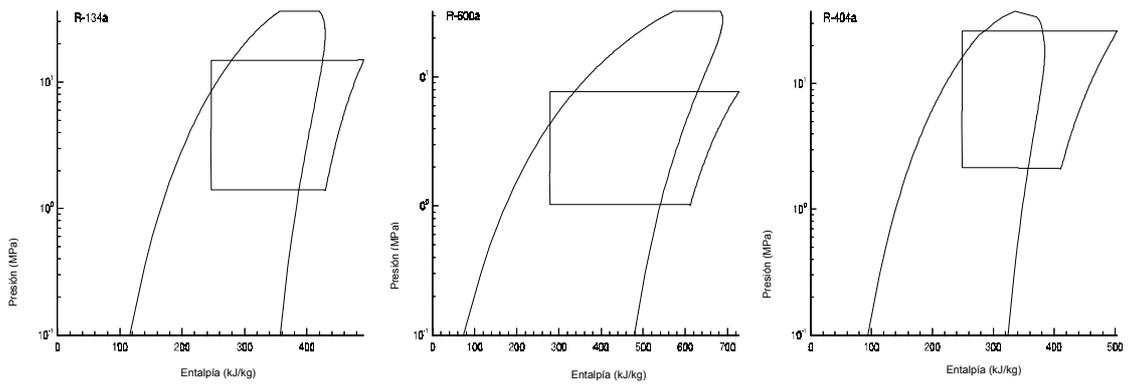
Finalmente, se presenta una comparación entre tres fluidos refrigerantes (HFC-134a, HC-600a y R-404A). La situación analizada tiene la misma geometría que la indicada anteriormente para describir la unidad experimental y se utilizan la misma información empírica. La diferencia entre ellas es el motor eléctrico que acciona el compresor, cuya información detallada se encuentra en las Figuras 6.2.4.1, 6.2.4.2 y 6.2.4.3. Los resultados han sido obtenidos considerando solamente la presión de condensación igual a la presión de saturación a 55°C y una temperatura ambiente de 32°C.

La Tabla 6.2.4.6 muestra algunas importantes variables de flujo para los diferentes fluidos estudiados, así como los más importantes parámetros comparativos globales de trabajo. La Figura 6.2.4.4 y 6.2.4.5 muestran algunos resultados globales (el diagrama presión-entalpía y el diagrama temperatura-entropía) del sistema trabajando con estos fluidos.

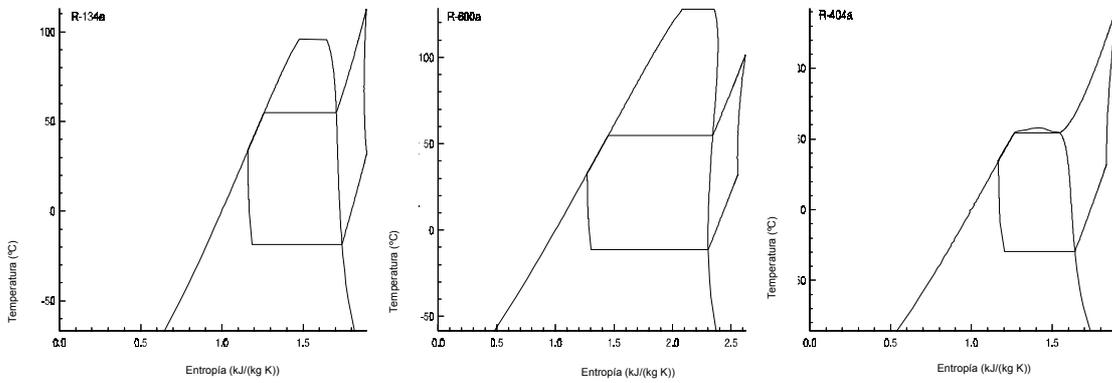
**Tabla 6.2.4.6 Ciclo de refrigeración por compresión. Resultados numéricos comparativos.**

	p <sub>e</sub> [bar]	p <sub>c</sub> [bar]	T <sub>1</sub> [°C]	T <sub>2</sub> [°C]	T <sub>3</sub> [°C]	T <sub>4</sub> [°C]	T <sub>5</sub> [°C]	T <sub>6</sub> [°C]	T <sub>7</sub> [°C]	T <sub>8</sub> [°C]	x <sub>g6</sub>	x <sub>g7</sub>
R134a	1.388	14.91	31.98	112.75	89.66	33.85	33.40	-18.53	-18.57	31.98	0.33	0.36
R600a	1.017	7.72	31.99	101.49	79.98	33.00	32.72	-11.23	-11.27	31.99	0.28	0.32
R404A	2.113	26.00	31.97	142.13	117.99	35.14	34.54	-29.79	-29.80	31.98	0.45	0.47

	$\dot{m}$ [kg/h]	$W_{cp}$ [W]	$\dot{Q}_e$ [W]	$\dot{Q}_c$ [W]	$\eta_v$ [%]	COP
R134a	6.08	191.3	299.8	369.6	65.5	1.57
<b>R600a</b>	2.85	141.8	255.0	318.5	73.7	1.79
R404A	7.73	284.2	337.1	480.9	56.7	1.18



**Figura 6.2.4.4 Diagrama presión-entalpía para el R134a, R600a y R404A.**



**Figura 6.2.4.5. Diagrama temperatura-entropía para el R134a, R600a y R404A.**

### 6.3. Sistemas de refrigeración con sobrealimentación de líquido

En esta sección se presenta la descripción de sistemas de refrigeración por compresión de vapor con sobrealimentación de líquido que se utilizará como unidad experimental para el estudio de evaporadores compactos, junto con sus ventajas y posibles desventajas de su utilización. Además, se presenta la simulación numérica, basada en balances globales de cada elemento del sistema, desarrollada para la evaluación del comportamiento térmico y fluido-dinámico de este tipo de sistemas trabajando con fluidos puros y en régimen permanente. Se presentan resultados del sistema de refrigeración con sobrealimentación de líquido trabajando con R134a y amoníaco. En base a la simulación, se ha diseñado una unidad experimental cuyos circuitos y elementos se detallan.

#### 6.3.1. Descripción del sistema

Los sistemas de refrigeración con sobrealimentación de líquido, como se muestra en la *Figura 6.3.1.1*, se caracterizan por tener un recipiente de baja presión (en el que se separa el líquido del vapor) que suministra líquido saturado al evaporador y vapor saturado al compresor. Cuenta con dos circuitos principales una de baja presión en el que se encuentra el evaporador y otro donde se encuentran el condensador y el compresor, ambos circuitos son alimentados con diferentes flujos de refrigerante. El evaporador es sobrealimentado con respecto al compresor y condensador; como resultado de esto, el refrigerante que pasa a través del evaporador no se evapora completamente y la calidad del vapor a la salida del mismo es siempre inferior a uno.

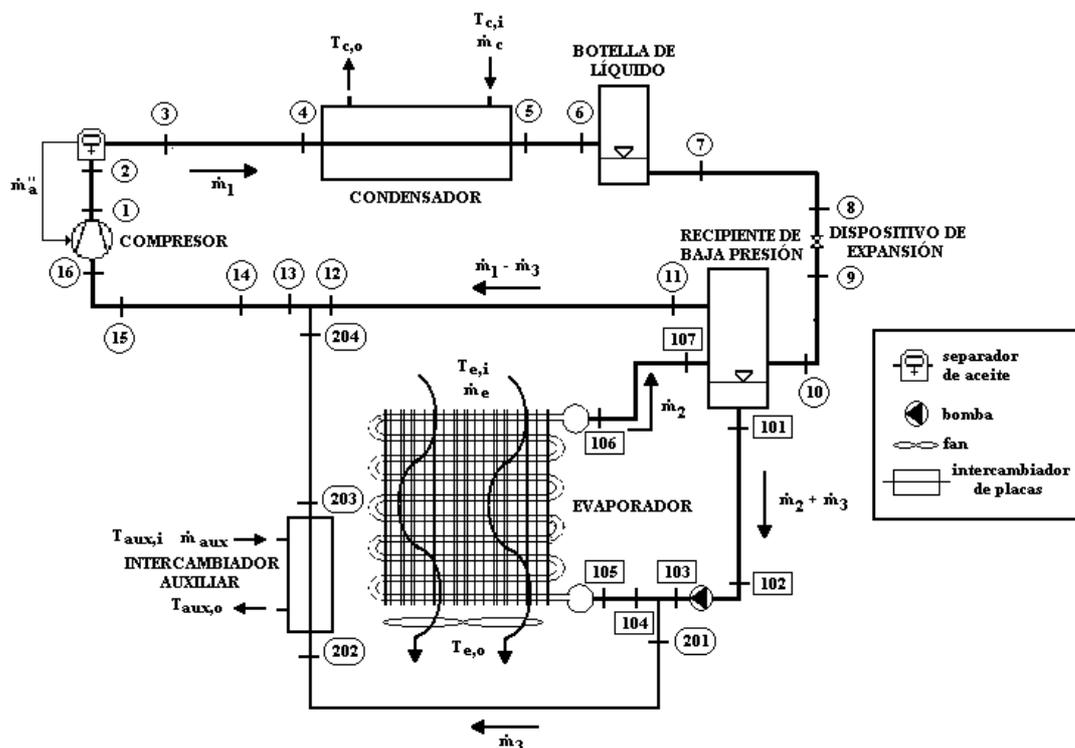


Figura 6.3.1.1. Esquema de un circuito de sobrealimentación de líquido con evaporador de aleta y tubos.

Entre las principales ventajas de los sistemas de sobrealimentación de líquido se encuentran los altos rendimientos del sistema y los reducidos gastos de funcionamiento. Estos sistemas tienen un coste energético inferior y un menor número de horas de funcionamiento a causa de [ASHRAE HANDBOOK 1998]:

- La superficie del evaporador se usa eficientemente a causa de una buena distribución del refrigerante y de que las superficies internas del tubo están totalmente humedecidas, cosa que no sucede en evaporadores en los cuales se presenta la zona de dry-out (donde el líquido se desprende de las paredes del tubo y comienza a viajar en el centro del conducto junto con el vapor).
- Los compresores están más protegidos. Los golpes de líquido que resultan de las fluctuaciones de las cargas o de un defectuoso funcionamiento de los controles, quedan separados del gas aspirado por medio del recipiente de baja presión, asegurando casi bajo cualquier condición de funcionamiento que el compresor solo recibe vapor.
- El vapor entra al compresor apenas por encima de sus condiciones de saturación (si las tuberías entre el recipiente de baja presión y el compresor son cortas), lo que origina unas temperaturas de descarga inferiores a los de sistemas de expansión seca.
- Mediante sencillos controles, los evaporadores pueden ser descarchados por gas caliente ó bien por duchas de líquido.
- La alimentación de refrigerante al evaporador no esta afectada por cambios o fluctuaciones en las condiciones ambientales y en la condensación. Los reguladores de control de caudal en el evaporador no precisan ser modificados después del ajuste inicial.
- El gas revaporizado, que resulta de las pérdidas por estrangulamiento en el dispositivo de expansión, se eliminan en el recipiente de baja presión antes de entrar al evaporador, llevándose este gas directamente al compresor.
- A causa de las condiciones ideales de entrada del gas de aspiración, los compresores duran más. Hay menos mantenimiento y averías. El caudal de circulación de aceite a los evaporadores se reduce como resultado de los bajos recalentamientos en la descarga del compresor, ya que el aceite que se utiliza es más miscible con los refrigerantes al aumentar la temperatura por lo que los separadores de aceite funcionan con mejores rendimientos.
- Los sistemas de sobrealimentación de líquido tienen un funcionamiento automático muy conveniente.

Entre las posibles desventajas se tiene que:

- En la mayoría de los casos, las cargas de refrigerante son mayores que las usadas en otros sistemas.
- Los elevados caudales a través del evaporador, hacen que las dimensiones de estas tuberías sean mayores que las líneas de alta presión.
- El aislamiento de las tuberías es costoso, y en general, es necesario en todas las líneas de alimentación y retorno para evitar la formación de humedad o escarcha.

- El coste de la instalación puede ser mayor, en particular en sistemas pequeños.
- El funcionamiento de la unidad de bombeo exige gastos adicionales que se compensan con el aumento del rendimiento global del sistema.
- La unidad de bombeo puede requerir más mantenimiento.

Los sistemas de grandes dimensiones de este tipo utilizan generalmente el amoníaco como fluido refrigerante, que no daña la capa de ozono ni afecta al calentamiento global de la atmósfera, pero por contrapartida es un fluido muy tóxico incluso a bajos niveles de concentración y puede ser explosivo, por lo que se requieren tomar medidas de seguridad mucho más elevadas en las zonas donde se encuentra este tipo de instalaciones. Además, la utilización del amoníaco, hace obligatorio utilizar materiales que no contengan cobre que es atacado por el amoníaco, de manera que los tubos, accesorios y válvulas que se utilizan por lo general son de hierro y de acero; por último, el amoníaco es un disolvente potente que elimina suciedad, incrustaciones, arenillas, etc., por lo que se deben instalar filtros sobretodo en la aspiración del compresor para evitar la amenaza de estas sustancias para los cojinetes, pistones, cilindros y válvulas del compresor.

### **6.3.2. Simulación numérica**

En esta sección se desarrolla una simulación numérica para sistemas de sobrealimentación de líquido para fluidos puros y en régimen permanente. El algoritmo global está basado en la resolución secuencial de los diferentes elementos que integran el sistema (compresor, evaporador, condensador, ...). Para cada elemento, se ha utilizado un modelo matemático simplificado basado en balances globales de masa, cantidad de movimiento y energía. Los intercambiadores de calor en el sistema se resuelven utilizando el método analítico del factor F. Para el evaporador, los parámetros necesarios para el modelo global se han obtenido a partir del modelo avanzado de simulación para intercambiadores de aletas y tubos descritos en el *Capítulo 5 Aplicación a la simulación de condensadores y evaporadores de tipo compacto (tubos y aletas)*. De esta manera se obtienen, el coeficiente global de transferencia de calor (U) y el factor debido a la configuración del flujo (F). La información necesaria para resolver el compresor (potencia de consumo, eficiencia volumétrica, pérdidas de calor, etc.) se obtienen empíricamente. De la misma manera se resuelve la bomba. Las pérdidas de presión y las ganancias o pérdidas de calor a través de los tubos de conexión son tomados también en cuenta. Con todo lo anterior el modelo de simulación es capaz de predecir el punto de operación de un sistema en función de las características de los equipos y de las condiciones termodinámicas de funcionamiento.

El objetivo de esta sección es el estudio del comportamiento térmico y fluido-dinámico de los sistemas de sobrealimentación de líquido (liquid overfeed systems). En estos sistemas como se explicó anteriormente, existen dos circuitos principales con diferentes flujos másicos. Ambos circuitos se unen por medio de un separador de líquido-vapor (también llamado recipiente de baja presión) que suministra líquido al evaporador y vapor saturado al compresor. En estos sistemas, el refrigerante es solo parcialmente evaporado en el evaporador.

Una representación esquemática de un sistema de sobrealimentación de líquido utilizando un evaporador de aleta y tubos se muestra en la *Figura 6.3.1.1*. en el cual se observan tres circuitos principales. El primero que abarca del punto 1 al 16 contiene: el compresor, el separador de aceite, el condensador, la botella de líquido, el dispositivo de expansión, tubos de conexión y otros elementos (válvulas, codos, etc.). El segundo circuito, del punto 101 al 107, contiene: la bomba, el evaporador de aleta y tubos y tubos de conexión. Y el tercer y último circuito, del punto 201 al 204 (circuito opcional para el retorno de aceite), contiene: un intercambiador de placas (utilizado para destilar el aceite) y tubos de conexión. La zona de alta presión es del punto 1 al 8, mientras que el resto de los puntos se encuentran en una zona de baja presión.

La presión, temperatura y los flujos máscicos y volumétricos son calculados en todos los puntos mencionados anteriormente además de por supuesto la entalpía y presión. Las propiedades del refrigerante son evaluadas utilizando el programa REFPROP v5.0.

### **Modelo matemático**

El modelo numérico se ha desarrollado para condiciones de estado permanente y refrigerantes puros. El cálculo del sistema de refrigeración esta basado en balances globales de masa, cantidad de movimiento y energía sobre los diferentes componentes del sistema. Los tres circuitos principales indicados en la *Figura 6.3.1.1* son: i) circuito del compresor (puntos 1 al 16); ii) circuito del evaporador (puntos 101 al 107); iii) circuito auxiliar para el retorno de aceite (puntos 201 al 204). En esta sección, se presentan las ecuaciones utilizadas en estos balances para cada elemento del sistema.

**Evaporador.** Se han obtenido un conjunto de ecuaciones que representan el intercambio global de energía en el evaporador. El flujo máscico a través del evaporador, la capacidad del evaporador y la temperatura de salida del fluido secundario son calculados a partir de las siguientes ecuaciones:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_2 (h_{106} - h_{105}) \quad (6.3.2.1a)$$

$$\dot{Q}_e = \frac{\dot{m}_e c_{p,e} (T_{e,i} - T_{e,o})}{SHR} \quad (6.3.2.1b)$$

$$\dot{Q}_e = U_{oe} F_e A_{oe} \Delta T_{lm,e} \quad (6.3.2.1c)$$

$$h_{106} = f(p_e, x_{g106}) \quad (6.3.2.1d)$$

La fracción máscica de vapor a la salida del evaporador,  $x_{g106}$ , se obtiene (asumiendo condiciones de saturación en la sección de entrada del evaporador) a partir de la tasa de circulación,  $x_{g106}=1/[tasa\ de\ circulación]$ . El coeficiente global de transferencia de calor y el factor debido a la configuración de flujo,  $U_{oe}F_e$ , es calculado con el modelo avanzado de simulación descrito en el *Capítulo 5*. La temperatura de entrada  $T_{e,i}$  y el flujo máscico  $\dot{m}_e$  de el fluido secundario son datos dados como condiciones de contorno. La tasa de circulación se fija a través de la frecuencia de trabajo de la bomba. La caída de presión a través del evaporador es evaluada utilizando el modelo avanzado de simulación, de esta manera, se desarrolla una correlación en función del

flujo másico para la evaluación de la caída de presión a través del evaporador para diferentes condiciones de trabajo.

**Condensador.** Se han obtenido un conjunto de ecuaciones que representan el intercambio global de energía en el condensador. La capacidad del condensador, la entalpía del refrigerante a la salida y la temperatura de salida del fluido secundario son calculados a partir de las siguientes ecuaciones:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_1 (h_5 - h_4) \quad (6.3.2.2a)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,i} - T_{c,o}) \quad (6.3.2.2b)$$

$$\dot{Q}_c = U_{oc} F_c A_{oc} \Delta T_{lm,c} \quad (6.3.2.2c)$$

$$h_5 = f(p_5, T_5) \quad (6.3.2.2d)$$

El coeficiente global de transferencia de calor y el factor debido a la configuración del flujo,  $U_{oc}F_c$ , para este elemento, se calculan a partir de datos experimentales obtenidos por el fabricante de los intercambiadores de placas, estos datos aún cuando no fueran del todo exactos y detallados como en el caso del evaporador, no son tan importantes para el cálculo general del sistema, debido a que se utilizará un condensador sobredimensionado para la unidad experimental. La temperatura de entrada  $T_{c,i}$  y el flujo másico  $\dot{m}_c$  del fluido secundario son dados como condiciones de contorno. La caída de presión a través del condensador se evalúa a partir de datos por el fabricante, a través de las curvas características del equipo en las cuales dado un flujo másico que pasa a través del sistema se obtiene la caída de presión aproximada que se espera obtener en el equipo.

**Compresor.** La potencia mecánica aplicada al fluido en el compresor ( $\dot{W}_{cp}$ ) y la temperatura de descarga y entalpía ( $T_1, h_1$ ) se obtienen a partir de un balance de energía y de la relación entre la potencia eléctrica y la potencia mecánica aplicada al refrigerante,

$$\dot{W}_{cp} = \dot{W}_E \eta_{em} \quad (6.3.2.3a)$$

$$\dot{W}_{cp} = \dot{m}_1 (h_1 - h_{16}) \quad (6.3.2.3b)$$

$$h_1 = f(p_1, T_1) \quad (6.3.2.3c)$$

El compresor es caracterizado por:

Consumo de potencia eléctrica:  $\dot{W}_E = f(\text{tipo de compresor, fluido, } p_{dis}, p_{suc}) \quad (6.3.2.3d)$

Eficiencia electro-mecánica:  $\eta_{em} = f(\text{tipo de compresor, fluido, } p_{dis}/p_{suc}) \quad (6.3.2.3e)$

Flujo másico:  $\dot{m}_{cp} = f(\text{tipo de compresor, fluido, } p_{dis}, p_{suc}, \Delta Tsh_{suc}) \quad (6.3.2.3f)$

Para el compresor seleccionado y el fluido refrigerante, se generan dos matrices utilizando datos dados por el fabricante del equipo (bien mediante programas del fabricante o bien con las curvas características del equipo), una con valores para el flujo másico y otra con la potencia eléctrica consumida, ambas en función de la presión de succión y descarga. Cuando un valor de la matriz generada se requiere, se obtiene mediante una interpolación entre los 4 puntos más cercanos al valor dado.

**Dispositivo de expansión.** El mecanismo de expansión se considera adiabático ( $h_9=h_8$ ).

**Bomba.** La potencia dada por la bomba al fluido ( $\dot{W}_p$ ) es obtenida con datos dados por el fabricante de la bomba a través de las curvas características del equipo. De esta manera la entalpía a la salida de la bomba ( $h_{103}$ ) se obtiene a partir de un balance de energía,

$$\dot{W}_p = (\dot{m}_2 + \dot{m}_3)(h_{103} - h_{102}) \quad (6.3.2.4)$$

**Botella de líquido.** Si se considera la botella de líquido adiabática, las condiciones de salida de este elemento corresponden a las de líquido saturado a la presión que se encuentre el fluido dentro del recipiente para las diferentes condiciones de trabajo del sistema. Ya que este elemento se diseña para que en todo momento tenga en su interior una mezcla del refrigerante de líquido en la parte inferior y vapor en la parte superior. La extracción del refrigerante de este elemento se realiza por la parte inferior del mismo.

**Recipiente de baja presión.** En este elemento, con dos entradas y dos salidas, las condiciones de los puntos  $h_{101}$  y  $h_{11}$  son las de líquido saturado y vapor saturado a la presión que se encuentre el elemento. Con esta información y a partir de un balance de energía, se obtiene el punto  $h_{101}$  o el punto  $h_{11}$ , y a partir de este, se calcula la presión en el recipiente de baja presión.

$$\dot{m}_1 h_{10} + \dot{m}_2 h_{107} + \dot{Q}_r = (\dot{m}_2 + \dot{m}_3) h_{101} + (\dot{m}_1 - \dot{m}_3) h_{11} \quad (6.3.2.5a)$$

$$h_{101} = h_{l, sat}(P_{101}) \quad (6.3.2.5b)$$

**Tuberías y singularidades.** Para cada sección entre dos puntos de la *Figura 6.3.1.1*, que únicamente incluya tuberías y singularidades (codos, válvulas, etc.), la pérdida o ganancia de energía y la caída de presión se calculan a través de las siguientes ecuaciones:

$$U_{int} \frac{A}{\Delta T_{lm}} = \dot{m} (h_o - h_i) \quad (6.3.2.6a)$$

$$(p_o - p_i)S - \Delta p_{fric} A - \Delta p_{sing} A - mg\Delta z = \dot{m} (v_o - v_i) \quad (6.3.2.6b)$$

La caída de presión en cada sección es debida a caída de presión debida la fricción en las tuberías  $\Delta p_{fric}$  y la caída de presión a través de las singularidades (válvulas, codos, contracciones, expansiones, etc.)  $\Delta p_{sing}$ :

$$\Delta p_{fric} = f \frac{\rho v^2}{2} \quad (6.3.2.6c)$$

$$\Delta p_{sing} = k \frac{\rho v^2}{2} \quad (6.3.2.6d)$$

Para el cálculo del factor de fricción (f) dentro de los tubos y el factor de pérdida de carga (k) a través de las singularidades, se han utilizado diferentes correlaciones empíricas para flujo bifásico o flujo en una sola fase. Para el cálculo del flujo de calor en los tubos, el coeficiente global de transferencia de calor en cada uno es calculado considerando el coeficiente de transferencia de calor interior y exterior ( $\alpha_{int}$  y  $\alpha_{ext}$ ) y la resistencia térmica del tubo y el aislante.

$$U_{int} = \left[ \frac{1}{\alpha_{int}} + \frac{D_{int}}{2\lambda_{ins}} \ln \left( \frac{D_{ext}}{(D_{int} + 2e_t)} \right) + \frac{D_{int}}{2\lambda_{tubo}} \ln \left( \frac{(D_{int} + 2e_t)}{D_{int}} \right) + \frac{D_{int}}{D_{ext} \alpha_{ext}} \right]^{-1} \quad (6.3.2.6e)$$

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor interior  $\alpha_i$ , correlaciones empíricas para flujo bifásico y monofásico (como las descritas en la *Sección 2.3. Evaluación de coeficientes empíricos*) han sido utilizadas. Para el coeficiente de transferencia de calor exterior  $\alpha_{ext}$ , se han aplicado correlaciones para el cálculo de convección natural alrededores de tuberías.

**Cálculo de flujos másicos adicionales.** En el caso de los halocarbonos, el flujo másico ( $\dot{m}_3$ ) es calculado suponiendo que toda la cantidad de aceite que pasa a través del separador de aceite se retorna al compresor mediante un circuito auxiliar, previniendo de esta manera un mal funcionamiento o daño del compresor. La cantidad del aceite que pasa a través del separador de aceite ( $\dot{m}_a$ ) (en partes por millón (ppm)), y la cantidad de aceite en el recipiente de baja presión ( $X_a$ ) (masa de aceite/[masa de aceite+masa de refrigerante]) son datos dados por las características del separador de aceite y por las condiciones de trabajo establecidas en la unidad.

$$\dot{m}_a = \frac{m_a \dot{m}_1}{1 \times 10^6} \quad (6.3.2.7a)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_a / X_a \quad (6.3.2.7b)$$

**Intercambiador auxiliar.** Se ha obtenido un conjunto de ecuaciones que representan el intercambio de calor global en el intercambiador auxiliar. La capacidad en este elemento, el flujo másico y la temperatura de salida del fluido secundario son calculados a partir de las siguientes ecuaciones:

$$\dot{Q}_{aux} = \dot{m}_3 (h_{203} - h_{202}) \quad (6.3.2.8a)$$

$$\dot{Q}_{aux} = \dot{m}_{aux} c_{p,aux} (T_{aux,i} - T_{aux,o}) \quad (6.3.2.8b)$$

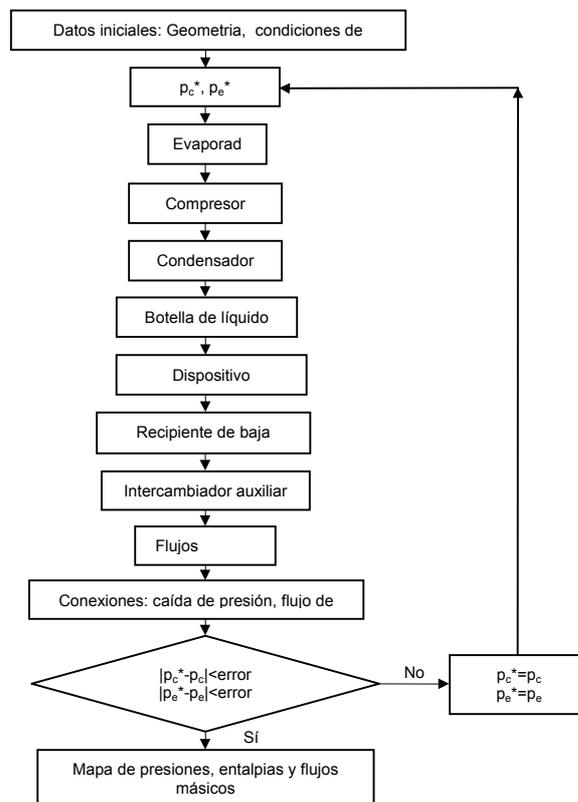
$$\dot{Q}_{aux} = U_{oaux} F_{aux} A_{oaux} \Delta T_{lm,aux} \quad (6.3.2.8c)$$

A la salida de este evaporador, el sobrecalentamiento ( $h_{203}$ ) necesario para evaporar el refrigerante y arrastrar el aceite al compresor es un dato que se fija (normalmente se asegura que el refrigerante salga con unos 10 a 15 °C de sobrecalentamiento para de esta forma asegurar que no llegue refrigerante líquido al compresor). El coeficiente global de transferencia de calor y el factor debido a la configuración del flujo,  $U_{oaux} F_{aux}$ , para este elemento, se calculan a partir de datos experimentales obtenidos por el fabricante de los intercambiadores de placas, estos datos aún cuando no fueran del todo exactos y detallados como en el caso del evaporador, no son tan importantes para el cálculo general del sistema, debido a que se utilizará un intercambiador

sobredimensionado para la unidad experimental. La temperatura de entrada del fluido secundario  $T_{aux,i}$  se dado como condición de contorno y la caída de presión a través del intercambiador auxiliar es evaluado the la misma manera como se explicó en el condensador.

Además de esto, en el nodo donde los puntos 12 y 204 se conectan con el punto 13, otra balance de energía se realiza para evaluar  $h_{13}$ .

**Algoritmo global.** Comenzando con los valores iniciales de la presión de succión y descarga del compresor, todas las entalpías y las presiones son evaluadas para cada elemento del sistema iterando hasta que la convergencia sea alcanzada. Variables como la velocidad son también calculadas para todos los puntos para asegurar que el diseño de las dimensiones de las tuberías son correctos. La *Figura 6.3.2.1* muestra un diagrama de flujo para la resolución de un sistema completo de sobrealimentación de líquido.



**Figura 6.3.2.1. Diagrama de flujo para la resolución de un sistema de sobrealimentación de líquido.**

### 6.3.3. Unidad experimental

El objetivo de la unidad experimental diseñada es la validación de los modelos numéricos avanzados para el desarrollo de varios elementos del sistema (evaporador, condensador, etc.) y de todo el sistema en su conjunto. El sistema se diseñó en un principio para trabajar con amoníaco y con esta base se escogió el tipo de compresor a utilizar, el evaporador y el material de los tubos de conexión (acero inoxidable). Procedimientos burocráticos impidieron la implementación de esta instalación en esta etapa y el sistema se rediseñó nuevamente para trabajar con R134a, tomando en cuenta de hacer las menores modificaciones posibles a este sistema si en un futuro se utiliza con amoníaco. Por la mayor miscibilidad del aceite con el R134a se necesita para este sistema un circuito adicional de retorno de aceite al compresor.

Diferentes sensores se utilizarán para cuantificar las variables físicas durante el experimento. Temperatura, presión y flujos máscos del refrigerante y de los fluidos auxiliares serán medidos en puntos específicos determinados. Todas las medidas tomadas serán transmitidas a un sistema electrónico de adquisición de datos. Los datos experimentales obtenidos serán comparados con los resultados de la simulación avanzada del evaporador de aleta y tubos y con la simulación en estado permanente de todos los elementos del sistema trabajando en su conjunto.

#### *Descripción general del equipo*

La unidad experimental consistirá en su primera etapa en un sistema de refrigeración con sobrealimentación de líquido trabajando con R134a, para lo cual una cámara de refrigeración donde se coloca el evaporador ha sido instalada así como una cámara compensadora-reguladora compuesta por termoresistencias y un humidificador de aire que mantendrán controlada la temperatura y humedad en la cámara de refrigeración. Para la unidad experimental el laboratorio de Termodènia i Energètica ha dispuesto un a sola cuyas dimensiones sin 10.75x4.80 m con una altura de 4.85 m. En esta sala se ha construido la cámara de refrigeración con la cámara compensadora situada en la parte superior de la misma. Un canal aislado lleva el aire de la salida del evaporador a la cámara de compensación. El resto del circuito de refrigeración (compresor, separador de baja presión, la válvula de expansión, la bomba, la botella de líquido, ...) se colocarán a un lado de la cámara de refrigeración lo más cercano posible al evaporador.

#### Circuito de refrigeración

- Sistema de refrigeración con sobrealimentación de líquido. Ver *Figura 6.3.3.1*.
- Evaporador compacto de aleta y tubos (marca Tefrinca), modelo TC-08101 (8 mm de separación entre aletas);  $A_0=18 \text{ m}^2$ ; con las siguientes dimensiones ancho: 805mm; profundo: 680 mm; alto: 1315 mm; peso: 145 kg (+el peso del refrigerante entre 1.2 y 4 kg + el peso del hielo que se forma máximo 55 kg), cuenta con un ventilador con capacidad de 3400 m<sup>3</sup>/h a 75 Pa.

- Condensador de placas, utilizando como fluido secundario propilenglicol suministrado por una bomba de calor con la que cuenta el laboratorio.
- Compresor. BOCK AM2/121-4S (con capacidad para trabajar instalándole un regulador de frecuencias entre 700 y 1420 rpm).
- Separador de baja presión vertical. Altura de 1240 mm y un diámetro de 219 mm.
- Botella de líquido vertical. Altura de 990 mm y un diámetro de 168.3 mm.
- Válvula de expansión. EX2 (Alco) de pulsos controlada electrónicamente.
- Intercambiador auxiliar de placas utilizado en el circuito de retorno de aceite utilizando como fluido secundario agua a condiciones controladas.
- Separador de aceite con filtro coalescente, modelo 923 (marca Temprite).
- Conexiones entre tubos a través de conectores de acero inoxidable con miconos del tipo Gyrlock (marca Hoke).
- Cantidad estimada de refrigerante (R134a) en el sistema: 43.7 kg.
- Rango de trabajo: temperaturas de evaporación entre  $-15^{\circ}\text{C}$  y  $5^{\circ}\text{C}$ .  
temperaturas de condensación entre  $20^{\circ}\text{C}$  y  $45^{\circ}\text{C}$ .

La *Figura 6.3.3.2* muestra un esquema en elevación de lo que será la unidad experimental, poniendo énfasis en el circuito del aire, el evaporador y las cámaras tanto de refrigeración como la de compensación/regulación.

#### Cámara de refrigeración

- La cámara de refrigeración tiene unas dimensiones de  $7.78 \times 2.46$  m y una altura de 2.48 m, construida con paneles de poliuretano. Esta cámara junto con la cámara de compensación tienen la misión de controlar la temperatura y la distribución uniforme del flujo de aire a través del evaporador.
- El acceso del exterior se realiza a través de un puerta con resistencias eléctricas que evitan se forme hielo en el marco de la puerta que pueda impedir su abertura.
- El evaporador será montado en una balanza del tipo plataforma con 4 amortiguadores para aminorar vibraciones que permitirá medir la acumulación de hielo en el evaporador.
- El aire que pasa a través del evaporador saldrá hacia la cámara de compensación a través de un tubo aislado de 18'' ASTM-API (diámetro exterior 457.2 mm, diámetro interior 444.5 mm). En este conducto se colocará un medidor de flujo de aire. El aire que entra a la cámara frigorífica se introduce a baja velocidad desde la parte más alejada al evaporador del techo, de esta manera se pretende tener un flujo de aire uniforme a la entrada del evaporador.

#### Cámara reguladora-compensadora

- La función de esta cámara es suministrar al aire que entra a la cámara la humedad y temperatura necesarios para el experimento que se este realizando. Se pretende con esto tener dentro de la cámara una humedad y temperatura controladas así como una máxima homogeneidad en el aire.
- La descarga del aire en la cámara se realizará de manera uniforme y a baja velocidad.
- Las resistencias eléctricas (9 kW) se utilizarán para compensar los requerimientos máximos de la potencia frigorífica retirada por el evaporador al aire.

- El humidificador será regulado automáticamente con un suministro máximo de 9 kg/h, para suministrar al aire la humedad perdida por el mismo a través del evaporador.
- La cámara cuenta con una puerta al exterior para facilitar su fácil acceso desde el exterior.
- El control de las resistencias eléctricas y del humidificador de aire en la cámara se realizará a través de un sistema electrónico de adquisición de datos en función de la temperatura y humedad medidos en la cámara frigorífica y en especial a la entrada del evaporador.

### ***Instrumentación de la unidad experimental***

La unidad experimental contará con diferentes sensores para medir temperatura, presión y flujos máscicos en el refrigerante y el aire, así como la humedad del aire en la cámara frigorífica. Todos estos instrumentos de medición serán calibrados para el rango de medición más adecuado a nuestras necesidades.

#### Circuito de refrigeración

- 2 niveles capacitivos marca HANSEN (level transducer probes) para medir el nivel del refrigerante tanto en la botella de líquido como en el recipiente de baja presión.
- Sensores de temperatura. 8 termoresistencias tipo RTD pt100 (marca Desin Instruments) y dos termopares tipo K (marca Desin Instruments) serán utilizados.
- Sensores de presión. 2 sensores de presión absoluta tipo 30SITA (marca Rosemount) normalizados a un rango entre 0 y 25 bar (error  $\pm 0.15\%$  del span) serán utilizados para medir la presión del circuito de alta y de baja, además de un medidor de presiones diferencial del tipo 3051CD (marca Rosemount) calibrado en un rango de 0 a 62200 Pa (error  $\pm 0.15\%$  del span) que servirá para medir la caída de presión del refrigerante a través del evaporador.
- Medidor de caudal del efecto Coriolis. Rheonik 06. Para medir el caudal de refrigerante que pasa a través del evaporador. Medidor de caudal de inserción para medir el flujo que pasa a través del compresor, tomando la medición en la zona de gas después del compresor.

#### Circuito de aire

- Sensores de temperatura y humedad. Dos sensores de temperatura y de humedad relativa del tipo THR-370/RS (marca Desin Instruments), el rango de temperaturas se sitúa entre  $-30^{\circ}\text{C}$  y  $70^{\circ}\text{C}$  (error  $\pm 2\%$  de la humedad relativa).
- Sensores de presión. Un sensor de presión absoluta del tipo TPN12-18V2 se utilizará para medir la presión en la cámara frigorífica y un transmisor de presión diferencial (marca Rosemount) tipo 3051CD calibrado en un rango de 0 a 6000 Pa, con un span de 0 a 300 Pa (error  $\pm 0.15\%$  del span) se utilizará para medir la caída de presión del aire a través del evaporador.
- Medidor de flujo máscico FlexMASter (FCI) modelo ST95 con un homogeneizador de flujo calibrado del tipo VORTAB (FCI) modelo ISFC-A180A1.

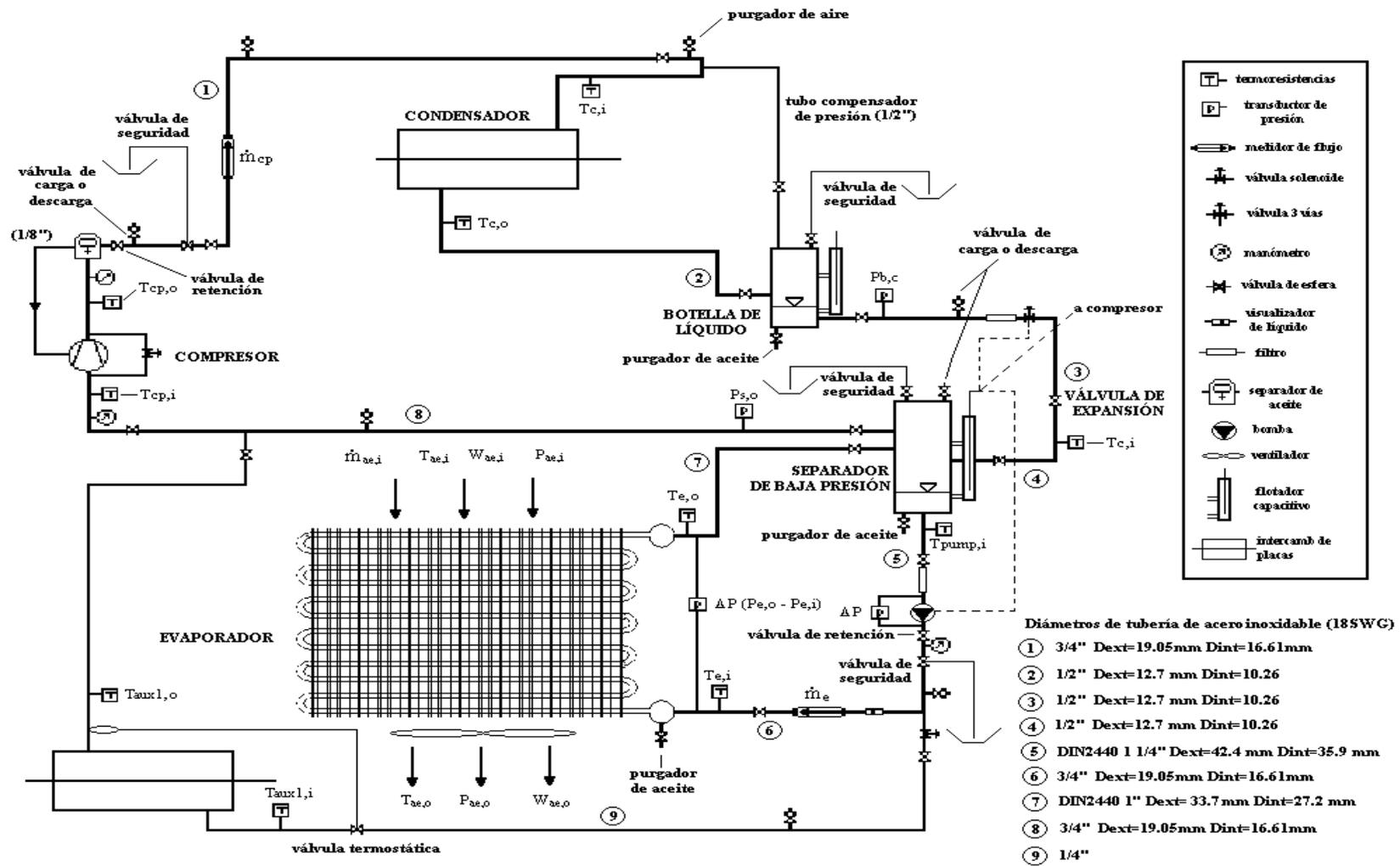


Figura 6.3.3.1. Circuito de refrigeración con sobrealimentación de líquido

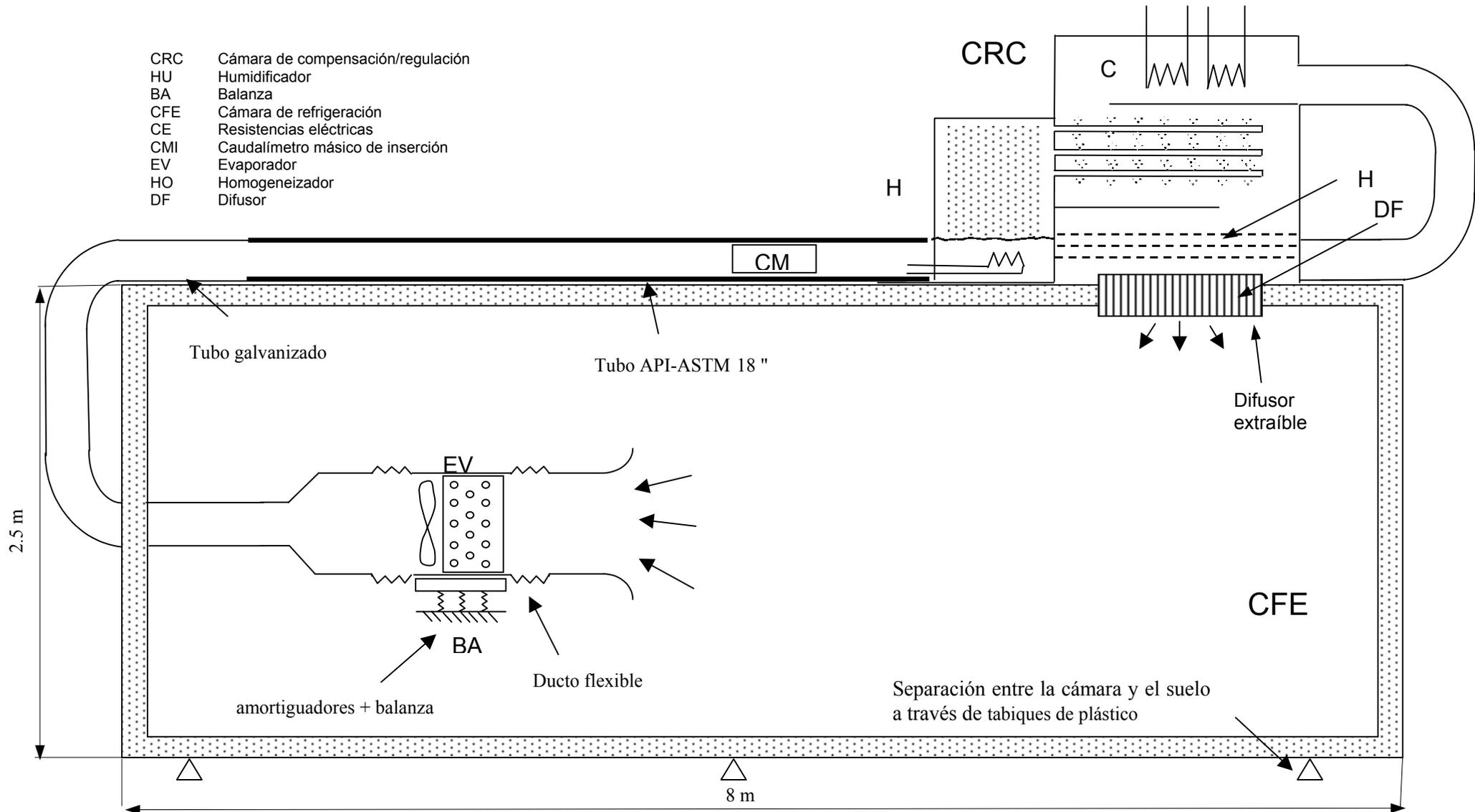


Figura 6.3.3.2. Esquema en elevación de la unidad experimental.

#### 6.3.4. Resultados de la simulación numérica

El funcionamiento de los diferentes modos de operación y de diferentes fluidos de trabajo pueden ser comparados en base tanto a parámetros internos (temperaturas de condensación y evaporación), como a parámetros externos, como son la temperatura de entrada de los fluidos secundarios. La última aproximación se ha escogido debido a que es una situación mas apegada al funcionamiento real (donde las temperaturas de la fuente calor y del sumidero son fijadas) [Giuliani, 1999].

La simulación numérica para las pruebas con R134a y amoníaco se realizan a una temperatura del sumidero  $33^{\circ}\text{C}$  ( $T_{c,i}$ ), porque se contará en la unidad experimental con un control en el condensador de este parámetro. Para esta condición, la fuente de calor ( $T_{e,i}$ ) en el evaporador es fijada en diferentes valores (desde  $-7.5$  a  $10^{\circ}\text{C}$ ). Se fija una tasa de circulación de 4 en el evaporador. Las pruebas con R134a se corren bajo las mismas condiciones para el caso de amoníaco. Para el R134a, la cantidad de aceite que pasa a través del separador de aceite ( $m_a$ ) se asume como 50 ppm y la fracción másica de aceite en el recipiente de baja presión ( $X_a$ ) se asume de igual manera como  $1 \times 10^{-3}$ .

Los parámetros escogidos para describir el funcionamiento del equipo son: relación de presiones a través del compresor ( $p_{\text{dis}}/p_{\text{suc}}$ ), temperatura de descarga del compresor, capacidad frigorífica del evaporador ( $\dot{Q}_e$ ), COP ( $\dot{Q}_e/\dot{W}_{cp}$ ) y los flujos másicos a través del compresor y la bomba. Además de esto, las características termodinámicas de un sistema de sobrealimentación de líquido trabajando con el mismo fluido y en diferentes condiciones de operación se presentan en base a un diagrama presión-entalpía (Diagrama de Molierè).

Se ha comparado el funcionamiento del sistema de sobrealimentación de líquido trabajando con R134a y amoníaco. Como era de esperarse debido a las mejores propiedades termodinámicas del amoníaco, la capacidad frigorífica del evaporador es mayor para el amoníaco y necesita menos flujo másico que en el caso del R134a (el amoníaco tiene un mayor calor latente de cambio de fase, por lo que para remover la misma cantidad de calor, se necesita circular mucho menos amoníaco comparado con el flujo utilizado para halocarbonos) como se muestra en la *Figura 6.3.4.1* Sin embargo, el COP obtenido es mucho menor debido a que la potencia que suministra el compresor es mayor para el amoníaco que para el R134a, de acuerdo con los datos del fabricante; Por la misma razón, la temperatura de descarga del compresor es mucho mayor para el amoníaco que para el R134a. Además, la relación de presiones es mayor en el caso del amoníaco.

Una comparación termodinámica entre el R134a y el amoníaco realizada para diferentes temperaturas de la fuente de calor se ilustra en los diagramas de Molierè de la *Figura 6.3.4.2*. En estos diagramas, se observa el mayor calor latente de cambio de fase del amoníaco (la diferencia entre las curvas de entalpía de saturación de líquido y vapor) así como su mayor presión para las condiciones de trabajo establecidas. Para todos los puntos del diagrama, las variables de flujo son también calculadas (velocidades, flujos másicos, entalpías, temperaturas, presiones, fracciones másicas de vapor, fracciones volumétricas de vapor).

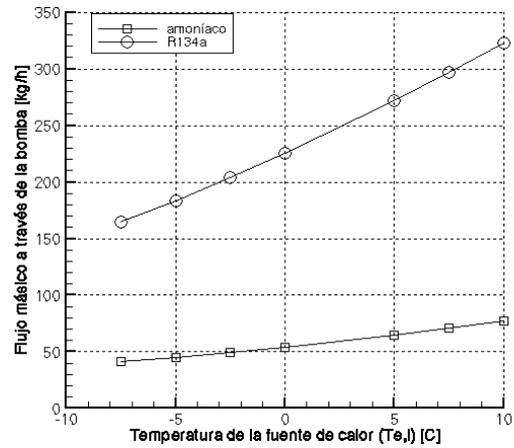
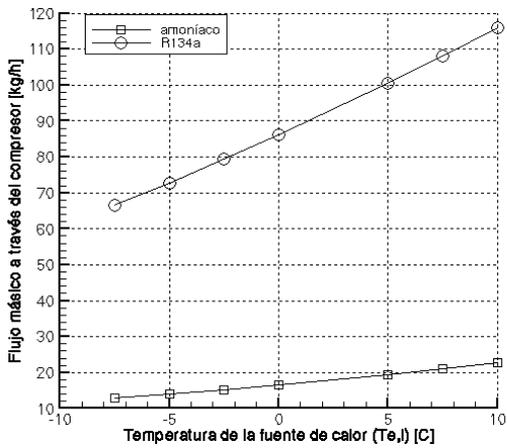
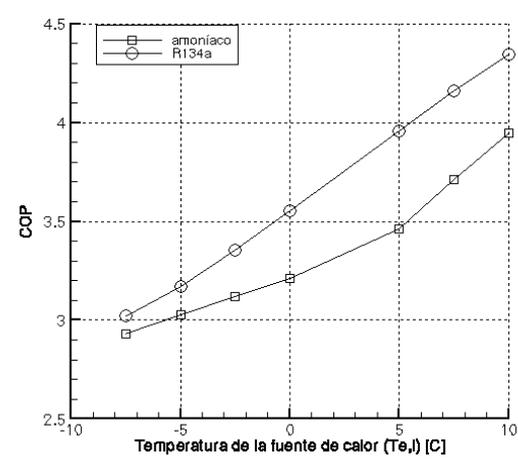
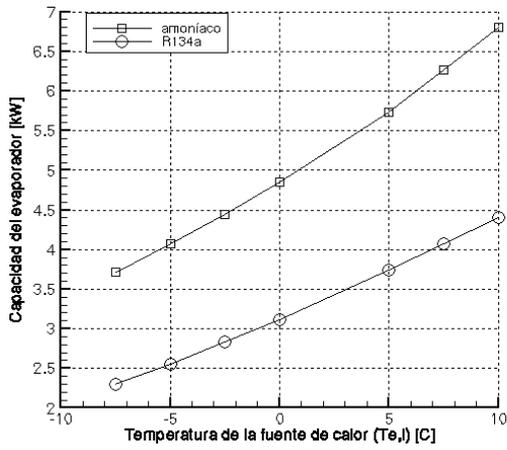
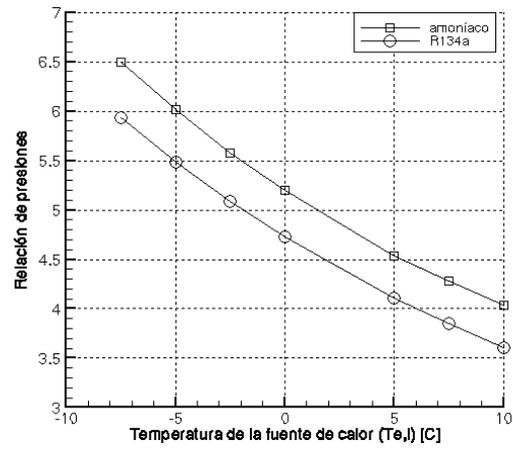
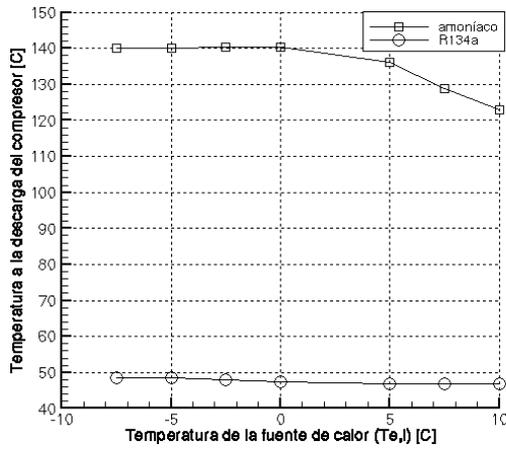
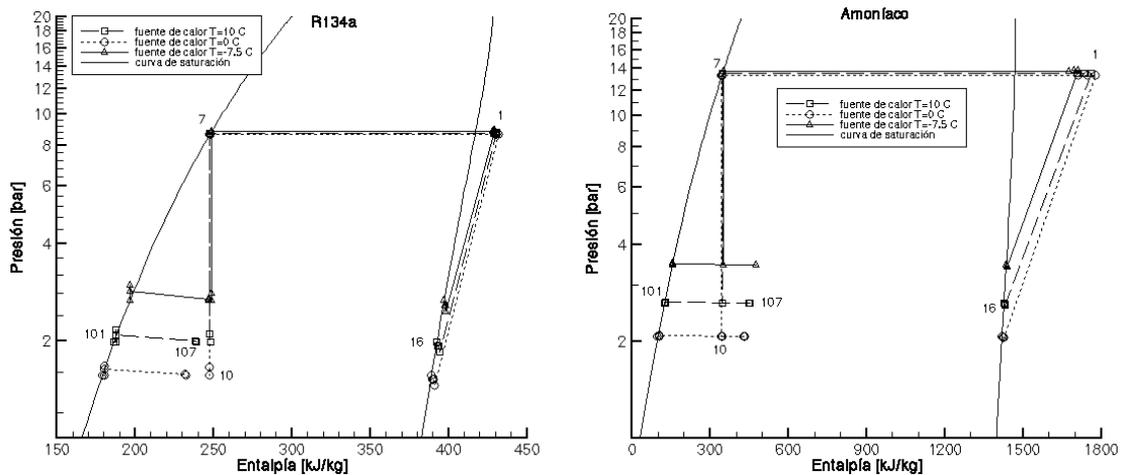


Figura 6.3.4.1. Comparación entre el funcionamiento del R134a y el amoniaco para un sistema de sobrealimentación de líquido.



**Figura 6.3.4.2. Comparación entre los ciclos termodinámicos con R134a y amoníaco para 3 diferentes temperaturas de la fuente de calor ( $T_{e,i}$ ) en un sistema de sobrealimentación de líquido.**

**Resultados de la simulación de la unidad experimental de refrigeración con sobrealimentación de líquido**

A partir de definir los elementos principales del sistema, que se utilizarán para la unidad experimental descritos en la sección anterior, se procedió a realizar una simulación del ciclo de refrigeración en su conjunto trabajando tanto con amoníaco ( $NH_3$ ) como con R134a para evaluar el comportamiento del sistema bajo diferentes condiciones de trabajo. Lo que ha permitido evaluar la variación de los parámetros principales del sistema, bajo diferentes condiciones; así mismo, ha permitido el diseño de dimensiones de tuberías de acuerdo con criterios utilizados por los instaladores de este tipo de equipos en lo referente a velocidades del fluido permitidas ó pérdida de carga máxima por unidad de longitud. Además, estos datos han permitido seleccionar el tipo de dispositivos de medición que se utilizarán y los rangos de trabajo que deben cubrir, así como el equipo de bombeo a utilizar para alimentar al evaporador. Los criterios de diseño se basan en que dicho sistema pueda trabajar con ambos fluidos con el mínimo de cambios posibles en la unidad.

Lo primero que se definió es el evaporador con el cual se van a realizar los estudios experimentales (para más detalle del equipo ver *Capítulo 5*).

Evaporador	Superficie [m <sup>2</sup> ]	Caudal Ventilador[m <sup>3</sup> /h]
TC-08101 (Tefrinca)	18	3400

Los datos utilizados en la simulación numérica son los siguientes:

- Número de tasas de circulación = 3 y 4 (para el R134a) y 4 y 5 (para el  $NH_3$ ).

- Los datos del trabajo del compresor y la potencia frigorífica han sido tomadas de las curvas características del compresor BOCK AM2/121-4S dadas por el fabricante trabajando al máximo número de revoluciones 1420 r.p.m, utilizando amoníaco y R134a.
- Se consideró un coeficiente global de transferencia de calor y un factor debido a la configuración del flujo ( $U_oF$ ) variable ajustado por medio de un polinomio de tercer grado, dependiente de un  $\Delta T_m$ =(temperatura del fluido secundario a la entrada del evaporador – temperatura de evaporación), esta curva se obtuvo a partir de simulaciones realizadas con el modelo avanzado del evaporador para el caso de R134a con 3 y 4 tasas de circulación. Así como para el amoníaco trabajando con 4 y 5 tasas de circulación.
- Para el condensador se considera una  $U_c F_c A_{oc}=50,000$  (ya que consideramos que se utilizará un condensador de placas sobredimensionado enfriado por agua), el fluido de trabajo es agua y el flujo es de  $3[m^3/h]$ .
- $SHR=0.75$ .
- La masa de refrigerante en el sistema se calcula considerando el separador lleno de líquido hasta la mitad, la botella en un 20%, el evaporador lleno de líquido y el condensador con un 20% de líquido y un 80% de vapor. Las conexiones entre elementos se consideran de 2 m, excepto las de entrada y salida del evaporador que se consideran de 4 m y 1m metro la tubería que ceba a la bomba y de la válvula al separador.

De acuerdo a estos datos, los resultados obtenidos son para el compresor trabajando a dos diferentes regímenes (1420 y 700 rpm) y los dos refrigerantes (R134a y amoníaco). Estos resultados se presentan, en las siguientes tablas, de la siguiente manera:

$\dot{m}_e / \dot{m}_{cp}$ [kg/s]
$T_e/T_c/T_{cp,o}$ [°C]
$\dot{Q}_e / \dot{W}_{cp} / \dot{Q}_c$ [kW]
$T_{e,o}/T_{c,o}$ [°C]
$\Delta T_{lme}/\Delta T_{lmc}$
$M$ [kg]
$p_e/p_c$ [bar]
$U_{oe}$ [W/m <sup>2</sup> °C]

Caso A) R134a.  $n_r=1420$  R.P.M. 3 Tasas de circulación

Temperatura del aire entrada condensador [°C]	Temperatura del aire entrada del evaporador [°C]		
	10	0	-10
15	0.0880/0.0344 -5.22/16.90/25.06 5.94/0.70/6.64 6.27/16.90 13.27/0.13 53.48 2.41/5.19 24.87	0.0639/0.0262 -12.68/16.42/20.32 4.43/0.54/4.97 -2.68/16.42 11.29/0.10 54.19 1.80/5.11 21.79	Tevap<-20°C
25	0.0818/0.0346 -4.50/26.88/40.16 5.50/1.07/6.57 6.54/26.88 12.70/0.13 53.32 2.48/7.03 24.09	0.0586/0.0261 -12.05/26.41/38.04 4.05/0.87/4.92 -2.46/26.41 10.78/0.10 54.04 1.85/6.94 20.89	0.0398/0.0187 -19.89/26.00/36.12 2.83/0.68/3.51 -11.65/26.00 9.04/0.07 54.77 1.33/6.85 17.36
35	0.0752/0.0348 -3.75/36.84/52.60 5.05/1.34/6.39 6.83/36.84 12.09/0.13 53.19 2.55/9.33 23.19	0.0528/0.0258 -11.35/36.38/53.79 3.64/1.15/4.79 -2.21/36.38 10.21/0.10 53.91 1.90/9.21 19.82	0.0349/0.0180 -19.23/35.98/56.40 2.47/0.94/3.41 -11.44/35.98 8.49/0.07 54.64 1.37/9.11 16.14

Caso B) R134a.  $n_r=700$  R.P.M. 3 Tasas de circulación

Temperatura del aire entrada condensador [°C]	Temperatura del aire entrada del evaporador [°C]		
	10	0	-10
15	0.0520/0.0196 -1.06/16.10/26.18 3.46/0.38/3.84 7.82/16.10 9.93/0.08 53.10 2.82/5.06 19.36	0.0367/0.0147 -9.34/15.80/21.35 2.52/0.29/2.81 -1.53/15.80 8.55/0.06 53.88 2.06/5.01 16.34	0.0251/0.0106 -17.87/15.56/15.56 1.77/0.20/1.97 -11.04/15.56 7.34/0.04 54.68 1.45/4.97 13.40 *
25	0.0482/0.0197 -0.59/26.07/39.39 3.20/0.55/3.75 7.99/26.07 9.55/0.07 52.96 2.87/6.87 18.59	0.0336/0.0146 -8.93/25.79/38.03 2.30/0.46/2.76 -1.40/25.79 8.21/0.06 53.75 2.09/6.81 15.56	0.0224/0.0103 -17.47/25.55/35.22 1.58/0.35/1.93 -10.93/25.55 7.0/0.04 54.55 1.48/6.76 12.54
35	0.0440/0.0197 -0.09/36.04/51.70 2.91/0.70/3.62 8.17/36.04 9.14/0.07 52.85 2.92/9.13 17.71	0.0303/0.0144 -8.48/35.76/51.82 2.07/0.59/2.66 -1.26/35.76 7.83/0.05 53.64 2.13/9.06 14.66	0.0196/0.0099 -17.03/35.54/55.06 1.38/0.49/1.87 -10.81/35.54 6.62/0.04 54.44 1.51/9.00 11.55

\*Condiciones a la salida del compresor de líquido + vapor.

Rango de trabajo R134a (con 3 tasas de circulación):

	$n_r=1420$ rpm	$n_r=700$ rpm
$T_{\text{aire,e,i}}$ [°C]	-10 a 10	-10 a 10
$T_{\text{aire,e,o}}$ [°C]	-11.65 a 6.83	-11.04 a 8.17
$\dot{m}_{\text{R134a,c}}$ [kg/s] [lts/min]	0.0349 a 0.0880 1.580 a 3.985	0.0196 a 0.0520 0.888 a 2.355
$\dot{m}_{\text{aire,c}}$ [m <sup>3</sup> /h]	3400	3400
$T_c$ [°C]	-19.89 a -3.75	-17.87 a -1.06
$P_c$ [bar]	1.37 a 2.41	1.51 a 2.82
$T_{\text{agua,c,i}}$ [°C]	15 a 35	15 a 35
$T_{\text{agua,c,o}}$ [°C]	16.42 a 36.84	15.56 a 36.04
$\dot{m}_{\text{R134a,c}}$ [kg/s]	0.0180 a 0.0348	0.0099 a 0.0197
$\dot{m}_{\text{agua,c}}$ [m <sup>3</sup> /h]	3.0	3.0
$T_c$ [°C]	16.42 a 36.84	15.56 a 36.04
$P_c$ [bar]	5.11 a 9.33	4.97 a 9.13
$\dot{Q}_e$ [kW]	2.47 a 5.94	1.38 a 3.46
$\dot{w}_{cp}$ [kW]	0.54 a 1.34	0.20 a 0.70
$\dot{Q}_c$ [kW]	3.41 a 6.64	1.87 a 3.84

Caso C) R134a.  $n_r=1420$  R.P.M. 4 Tasas de circulación

Temperatura del aire entrada condensador [°C]	Temperatura del aire entrada del evaporador [°C]		
	10	0	-10
15	0.1161/0.0341 -5.48/16.88/24.90 5.88/0.70/6.58 6.31/16.88 13.55/0.13 53.53 2.39/5.18 24.13	0.0853/0.0263 -12.65/16.42/20.34 4.43/0.54/4.97 -2.69/16.42 11.25/0.010 54.20 1.80/5.11 21.89	Tevap<-20°C
25	0.1083/0.0344 -4.65/26.87/40.15 5.47/1.06/6.53 6.57/26.87 12.86/0.13 53.37 2.47/7.03 23.64	0.0784/0.0262 -11.97/26.42/38.07 4.07/0.87/4.94 -2.46/26.42 10.69/0.10 54.05 1.85/6.94 21.13	0.0537/0.0189 -19.70/26.01/36.12 2.85/0.69/3.54 -11.67/26.01 8.84/0.07 54.77 1.35/6.86 17.93
35	0.0999/0.0348 -3.81/36.83/52.60 5.03/1.34/6.37 6.84/36.83 12.16/0.13 53.22 2.54/9.33 23.00	0.0708/0.0260 -11.23/36.38/53.74 3.66/1.15/4.81 -2.22/36.38 10.08/0.10 53.92 1.91/9.21 20.19	0.0471/0.0182 -19.02/35.99/56.34 2.50/0.95/3.44 -11.46/35.99 8.27/0.07 54.64 1.39/9.11 16.77

Caso D) R134a.  $n_r=700$  R.P.M. 4 Tasas de circulación

Temperatura del aire entrada condensador [°C]	Temperatura del aire entrada del evaporador [°C]		
	10	0	-10
15	0.0698/0.0197 -0.91/16.10/26.26 3.48/0.38/3.86 7.81/16.10 9.78/0.08 53.12 2.83/5.06 19.76	0.0495/0.0148 -9.12/15.81/21.47 2.54/0.29/2.83 -1.54/15.81 8.33/0.06 53.88 2.08/5.01 16.95	0.0339/0.0107 -17.60/15.57/15.57 1.79/0.20/2.00 -11.05/15.57 7.06/0.04 54.67 1.47/4.97 14.09 *
25	0.0646/0.0198 -0.43/26.08/39.43 3.22/0.55/3.77 7.98/26.08 9.38/0.08 52.98 2.88/6.87 19.05	0.0453/0.0147 -8.70/25.80/38.06 2.32/0.47/2.79 -1.41/25.80 7.97/0.06 53.75 2.11/6.81 16.19	0.0303/0.0104 -17.19/25.56/35.27 1.60/0.36/1.96 -10.94/25.56 6.71/0.04 54.54 1.50/6.76 13.24
35	0.0591/0.0198 0.10/36.05/51.71 2.93/0.71/3.64 8.15/36.05 8.94/0.07 52.86 2.94/9.13 18.24	0.0408/0.0145 -8.23/35.77/51.75 2.09/0.59/2.68 -1.27/35.77 7.58/0.05 53.64 2.15/9.06 15.32	0.0265/0.0100 -16.74/35.54/55.03 1.40/0.50/1.89 -10.82/35.54 6.32/0.04 54.43 1.53/9.00 12.27

\*Condiciones a la salida del compresor de líquido + vapor.

Rango de trabajo R134a (con 4 tasas de circulación):

	$n_r=1420$ rpm	$n_r=700$ rpm
$T_{aire,e,i}$ [°C]	-10 a 10	-10 a 10
$T_{aire,e,o}$ [°C]	-11.67 a 6.84	-11.05 a 8.15
$\dot{m}_{R134a,e}$ [kg/s] [lts/min]	0.0471 a 0.1161 2.133 a 5.258	0.0265 a 0.0698 1.200 a 3.161
$\dot{m}_{aire,e}$ [m <sup>3</sup> /h]	3400	3400
$T_c$ [°C]	-19.70 a -3.81	-17.60 a 0.10
$p_c$ [bar]	1.35 a 2.54	1.47 a 2.94
$T_{agua,c,i}$ [°C]	15 a 35	15 a 35
$T_{agua,c,o}$ [°C]	16.42 a 36.83	15.57 a 36.05
$\dot{m}_{R134a,c}$ [kg/s]	0.0182 a 0.0348	0.0100 a 0.0198
$\dot{m}_{agua,c}$ [m <sup>3</sup> /h]	3.0	3.0
$T_c$ [°C]	16.42 a 36.83	15.57 a 36.05
$p_c$ [bar]	5.11 a 9.33	4.97 a 9.13
$\dot{Q}_e$ [kW]	2.50 a 5.88	1.40 a 3.48
$\dot{w}_{cp}$ [kW]	0.54 a 1.34	0.20 a 0.71
$\dot{Q}_c$ [kW]	3.44 a 6.58	1.89 a 3.86

Caso E)  $NH_3$ .  $n_r=1420$  R.P.M. 4 Tasas de circulación

Temperatura del aire entrada condensador [°C]	Temperatura del aire entrada del evaporador [°C]		
	10	0	-10
15	0.0244/0.0067 -7.36/17.70/99.39 7.86/1.58/9.44 5.08/17.70 14.76/0.19 26.25 3.23/7.96 29.59	0.0174/0.0049 -13.91/17.05/122.42 5.70/1.46/7.16 -3.45/17.05 12.10/0.14 26.54 2.47/7.79 26.17	+++
25	0.0228/0.0065 -6.51/27.63/123.79 7.31/1.86/9.16 5.42/27.63 14.10/0.18 26.15 3.34/10.87 28.79	0.0159/0.0047 -13.11/26.98/137.58 5.21/1.71/6.92 -3.15/26.98 11.46/0.14 26.44 2.56/10.66 25.26	+++
35	0.0210/0.0063 -5.61/37.58/141.29 6.73/2.23/8.96 5.78/37.58 13.39/0.18 26.05 3.47/14.53 27.92 límite	+++	+++

Caso F)  $NH_3$ .  $n_r=700$  R.P.M. 4 Tasas de circulación

Temperatura del aire entrada condensador [°C]	Temperatura del aire entrada del evaporador [°C]		
	10	0	-10
15	0.0153/0.0041 -2.56/16.61/82.44 4.85/0.78/5.63 6.95/16.61 10.96/0.11 26.05 3.90/7.68 24.60	0.0106/0.0029 -10.10/16.20/106.32 3.44/0.75/4.19 -2.08/16.20 9.02/0.08 26.38 2.90/7.58 21.16	0.0069/0.0020 -18.02/15.85/134.46 2.30/0.67/2.96 -11.34/15.85 7.33/0.06 26.72 2.08/7.49 17.41
25	0.0143/0.0040 -2.01/26.56/104.10 4.53/0.93/5.46 7.15/26.56 10.53/0.11 25.96 3.98/10.52 23.91	0.0097/0.0028 -9.57/26.15/133.99 3.14/0.88/4.01 -1.90/26.15 8.59/0.08 26.29 2.96/10.39 20.29	0.0062/0.0019 -17.52/25.80/137.21 2.04/0.77/2.81 -11.19/25.80 6.91/0.06 26.64 2.12/10.28 16.38 límite
35	0.0131/0.0038 -1.39/36.52/133.34 4.16/1.13/5.29 7.38/36.52 10.02/0.11 25.88 4.08/14.10 23.07	0.0087/0.0026 -9.02/36.11/140.73 2.83/1.03/3.86 -1.72/36.11 8.13/0.08 26.21 3.03/13.94 19.32 Límite	+++

+++ Condiciones fuera del rango de trabajo del compresor.

Rango de trabajo NH<sub>3</sub> (con 4 tasas de circulación):

	n <sub>r</sub> =1420 rpm	n <sub>r</sub> =700 rpm
T <sub>aire,e,i</sub> [°C]	-10 a 10	-10 a 10
T <sub>aire,e,o</sub> [°C]	-3.15 a 5.78	-11.19 a 4.85
$\dot{m}_{NH_3,e}$ [kg/s] [lts/min]	0.0159 a 0.0244 1.463 a 2.245	0.0062 a 0.0153 0.571 a 1.408
$\dot{m}_{aire,e}$ [m <sup>3</sup> /h]	3400	3400
T <sub>e</sub> [°C]	-13.91 a -5.61	-18.02 a -1.39
p <sub>e</sub> [bar]	2.47 a 3.47	2.08 a 4.08
T <sub>agua,c,i</sub> [°C]	15 a 35	15 a 35
T <sub>agua,c,o</sub> [°C]	17.05 a 37.58	15.85 a 36.52
$\dot{m}_{NH_3,c}$ [kg/s]	0.0047 a 0.0067	0.0019 a 0.0041
$\dot{m}_{agua,c}$ [m <sup>3</sup> /h]	3.0	3.0
T <sub>c</sub> [°C]	17.05 a 37.58	15.85 a 36.52
p <sub>c</sub> [bar]	7.79 a 14.53	7.49 a 14.10
$\dot{Q}_e$ [kW]	5.21 a 7.86	2.04 a 4.85
$\dot{W}_{cp}$ [kW]	1.46 a 2.23	0.67 a 1.13
$\dot{Q}_c$ [kW]	6.92 a 9.44	2.81 a 5.63

Caso G) NH<sub>3</sub>. n<sub>r</sub>=1420 R.P.M. 5 Tasas de circulación

Temperatura del aire entrada condensador [°C]	Temperatura del aire entrada del evaporador [°C]		
	10	0	-10
15	0.0307/0.0068 -7.22/17.71/98.95 7.91/1.58/9.50 5.05/17.71 14.60/0.19 26.25 3.25/7.96 30.11	0.0220/0.0049 -13.72/17.06/121.61 5.76/1.47/7.23 -3.49/17.06 11.89/0.14 26.53 2.49/7.80 26.91	+++
25	0.0287/0.0065 -6.36/27.64/123.21 7.36/1.86/9.22 5.39/27.64 13.92/0.18 26.15 3.36/10.87 29.38	0.0202/0.0047 -12.91/27.00/137.59 5.27/1.71/6.98 -3.19/27.00 11.24/0.14 26.43 2.58/10.66 26.03	0.0133/0.0032 -19.97/26.44/137.41 3.53/1.50/5.03 -12.06/26.44 8.90/0.10 26.75 1.90/10.48 22.01 límite
35	0.0265/0.0063 -5.43/37.59/141.29 6.78/2.24/9.02 5.75/37.59 13.19/0.18 26.05 3.49/14.54 28.57	+++	+++

Caso G)  $NH_3$ .  $n_r=700$  R.P.M. 5 Tasas de circulación

Temperatura del aire entrada condensador [°C]	Temperatura del aire entrada del evaporador [°C]		
	10	0	-10
15	0.0193/0.0042 -2.34/16.62/81.87 4.90/0.78/5.68 6.92/16.62 10.73/0.11 26.05 3.93/7.69 25.36	0.0134/0.0030 -9.90/16.21/105.62 3.47/0.75/4.22 -2.11/16.21 8.81/0.08 26.37 2.92/7.58 21.89	0.0088/0.0020 -17.83/15.85/134.46 2.32/0.67/2.99 -11.36/15.85 7.13/0.06 26.72 2.09/7.49 18.07
25	0.0180/0.0040 -1.80/26.58/103.49 4.57/0.93/5.50 7.13/26.58 10.30/0.11 25.96 4.01/10.53 24.67	0.0122/0.0028 -9.38/26.16/132.93 3.17/0.88/4.05 -1.92/26.16 8.38/0.08 26.29 2.98/10.39 21.01	0.0078/0.0018 -17.34/25.81/137.22 2.06/0.77/2.83 -11.20/25.81 6.72/0.06 26.63 2.14/10.28 17.02 límite
35	0.0166/0.0039 -1.18/36.53/132.60 4.20/1.13/5.34 7.36/36.53 9.80/0.11 25.87 4.11/14.11 23.83	0.0111/0.0026 -8.83/36.12/140.73 2.86/1.03/3.89 -1.74/36.12 7.93/0.08 26.21 3.05/13.94 20.03 Límite	+++

+++ Condiciones fuera del rango de trabajo del compresor.

Rango de trabajo  $NH_3$  (con 5 tasas de circulación):

	$n_r=1420$ rpm	$n_r=700$ rpm
$T_{aire,e,i}$ [°C]	-10 a 10	-10 a 10
$T_{aire,e,o}$ [°C]	-12.06 a 5.75	-11.36 a 7.36
$\dot{m}_{NH_3,e}$ [kg/s] [lts/min]	0.0133 a 0.0307 1.224 a 2.825	0.0078 a 0.0193 0.718 a 1.776
$\dot{m}_{aire,e}$ [m <sup>3</sup> /h]	3400	3400
$T_e$ [°C]	-19.97 a -5.43	-17.83 a -1.18
$p_e$ [bar]	1.90 a 3.49	2.09 a 4.11
$T_{agua,c,i}$ [°C]	15 a 35	15 a 35
$T_{agua,c,o}$ [°C]	17.06 a 37.59	15.85 a 36.53
$\dot{m}_{NH_3,c}$ [kg/s]	0.0032 a 0.0068	0.0018 a 0.0042
$\dot{m}_{agua,c}$ [m <sup>3</sup> /h]	3.0	3.0
$T_c$ [°C]	17.06 a 37.59	15.85 a 36.53
$p_c$ [bar]	7.80 a 14.54	7.49 a 14.11
$\dot{Q}_e$ [kW]	3.53 a 7.91	2.06 a 4.90
$\dot{W}_{cp}$ [kW]	1.50 a 2.24	0.67 a 1.13
$\dot{Q}_c$ [kW]	5.03 a 9.50	2.83 a 5.68

Del análisis de los resultados presentes en las tablas anteriores. Es de destacar los siguientes aspectos de interés, que hacen referencia a la respuesta del sistema de compresión de vapor con sobrealimentación de líquido, con la variación de algunos de sus parámetros principales:

- Variación de la temperatura de evaporación:

Sí  $T_e$  aumenta: **umentan** todos los flujos del sistema.  
**umenta** la potencia del compresor.  
**umenta** la potencia frigorífica.  
**umenta** la potencia del condensador.  
**disminuye** la temperatura de salida del compresor.  
**disminuye** la relación de compresión.

Sí  $T_e$  disminuye: los efectos son los contrarios.

- Variación de la temperatura de condensación:

Sí  $T_c$  aumenta: **disminuyen** todos los flujos del sistema.  
**disminuye** la potencia frigorífica.  
**disminuye** la potencia del condensador.  
**Aumenta** la temperatura de salida del compresor.  
**umenta** la relación de compresión.  
**umenta** la potencia del compresor.

Sí  $T_c$  disminuye: los efectos son los contrarios.

- Variación de las tasas de circulación:

Sí la tasa de circulación aumenta: **umenta** el flujo a través del evaporador.

Sí la tasa de circulación disminuye: los efectos son los contrarios.

Además en el sistema trabajando con R134a, donde el retorno de aceite al compresor es indispensable debido a la mayor solubilidad de este fluido con el aceite, se ha observado que:

- Variación de la concentración de aceite en el separador (l+v):

Sí  $X_a$  aumenta: **disminuye** el flujo a través del sistema para recuperar aceite.  
**disminuye** el flujo a través del compresor.  
**umenta** el flujo a través del evaporador.  
**umenta** la temperatura a la salida del compresor.  
**umenta** la potencia frigorífica.

Sí  $X_a$  disminuye: los efectos son los contrarios.

- Variación de la cantidad de aceite que pasa por el filtro separador:

Sí las ppm disminuyen: **disminuye** el flujo a través del sistema para recuperar aceite.  
**disminuye** el flujo a través del compresor.  
**umenta** el flujo a través del evaporador.  
**umenta** la temperatura a la salida del compresor.  
**umenta** la potencia frigorífica.

Sí las ppm aumentan: los efectos son los contrarios.

## Conclusiones

*Se ha implementado una simulación numérica del comportamiento térmico y fluido-dinámico de una unidad de refrigeración de vapor de una sola etapa. Las ecuaciones gobernantes del flujo (continuidad, cantidad de movimiento y energía) se han integrado en estado transitorio o permanente utilizando una formulación implícita de volúmenes de control y que se ha preparado para poder simular el sistema trabajando tanto con fluidos puros como con mezclas de refrigerantes. Para el compresor, la información adicional necesaria (eficiencia volumétrica, pérdidas de calor y la potencia consumida) se obtienen a partir de un modelo avanzado del compresor hermético. La simulación global resuelve de manera secuencial los diferentes elementos del sistema (compresor, condensador, dispositivo de expansión, evaporador, tubos de conexión y elementos auxiliares) hasta alcanzar la convergencia. Los resultados entre el modelo matemático desarrollado y los resultados experimentales obtenidos por la unidad experimental diseñada ex profeso para este fin trabajando con R134a muestran una notable concordancia.*

*Se ha desarrollado la simulación numérica de un sistema de refrigeración con sobrealimentación de líquido trabajando con fluidos puros y en estado permanente. El algoritmo global se basa en una resolución secuencial de los diferentes elementos que integran el sistema (compresor, evaporador, condensador, ...). Para cada elemento, se ha aplicado un modelo simplificado basado en balances globales de masa, cantidad de movimiento y energía. Para la evaluación del compresor y la bomba, se utilizan las curvas características de estos equipos. En el caso de los intercambiadores los parámetros necesarios en el modelo se toman a partir de los resultados obtenidos con el modelo avanzado del evaporador; de esta manera se han obtenido el coeficiente global de transferencia de calor ( $U$ ) y el factor debido a la configuración del flujo ( $F$ ). Se ha estudiado y comparado el comportamiento de dos refrigerantes, amoníaco y R134a, para el sistema específico de la unidad experimental descrita, bajo diferentes condiciones de operación. Se ha mostrado la influencia que la temperatura de la fuente de calor y del sumidero tienen en el comportamiento del sistema.*

## Nomenclatura

$\dot{m}$	flujo másico [kg/s]
$\dot{m}_a$	flujo másico de aceite [kg/s]
$\dot{m}_c$	flujo másico del fluido secundario en el condensador [kg/s]
$\dot{m}_e$	flujo másico del fluido secundario en el evaporador [kg/s]
$\dot{m}_{aux}$	flujo másico del fluido secundario en el intercambiador auxiliar [kg/s]
$\dot{Q}$	flujo de calor [W]
$\dot{Q}_{ls}$	pérdidas de calor de la superficie de la carcasa al exterior (compresor) [W]
$\dot{W}$	potencia [W]
A	área longitudinal [m <sup>2</sup> ]
A <sub>o</sub>	área exterior [m <sup>2</sup> ]
CMP	compresor
CND	condensador
COP	coeficiente de operación
c <sub>p</sub>	calor específico a presión constante [J/kg K]
D	diámetro [m]
e <sub>t</sub>	espesor del tubo [m]
EVP	evaporador
EXP	dispositivo de expansión
F	factor de configuración
f	factor de fricción
g	aceleración de la gravedad [m/s <sup>2</sup> ]
h	entalpía [J/kg]
k	coeficiente de caída de presión en singularidades
m	masa [kg]
M	masa del refrigerante en el sistema [kg]
m <sub>a</sub>	cantidad de aceite que pasa a través del separador de aceite [ppm]
n <sub>r</sub>	número de revoluciones
p	presión [Pa]
S	área transversal [m <sup>2</sup> ]
SHR	relación entre el calor sensible y el calor total ( $Q_{sensible}/Q_{total}$ )
T	temperatura [K]
t	tiempo [s]
TCC	tubo de conexión compresor - condensador
TCE	tubo de conexión condensador - dispositivo de expansión
TEC	tubo de conexión evaporador - compresor
TEE	tubo de conexión dispositivo de expansión - evaporador
U	coeficiente global de transferencia de calor [W/m <sup>2</sup> K]
U <sub>int</sub>	coeficiente global de transferencia de calor referido al área interior [W/m <sup>2</sup> K]
U <sub>o</sub>	coeficiente global de transferencia de calor referido al área exterior [W/m <sup>2</sup> K]
X <sub>a</sub>	fracción másica de aceite en el recipiente de baja presión
x <sub>g</sub>	fracción másica de vapor ó calidad de vapor

## Símbolos griegos

$\alpha$	coeficiente de transferencia de calor [W/m <sup>2</sup> K]
$\Delta p$	caída de presión [Pa]
$\Delta t$	incremento de tiempo [s]
$\Delta T_{lm}$	diferencia media logarítmica de temperaturas [K]
$\Delta T_{sh}$	temperatura de sobrecalentamiento [K]
$\Delta z$	diferencia de alturas [m]
$\eta$	eficiencia
$\lambda$	conductividad térmica [W/m K]

$\rho$	densidad [kg/m <sup>3</sup> ]
$v$	velocidad [m/s]

### **Subíndices**

amb	ambiente
aux,c	fluido auxiliar o secundario en el condensador
aux,e	fluido auxiliar o secundario en el evaporador
aux,i	entrada del fluido secundario en el intercambiador auxiliar
aux,o	salida del fluido secundario en el intercambiador auxiliar
c	condensador
c,i	entrada del fluido secundario en el condensador
c,o	salida del fluido secundario en el condensador
cp	compresor
dis	descarga
E	eléctrica
e	evaporador
e,i	entrada del fluido secundario en el evaporador
e,o	salida del fluido secundario en el evaporador
em	eléctrico-mecánico
exp	experimental
ext	exterior
fric	fricción
i	entrada
ins	aislante
int	interior
l	líquido
num	numérico
números (1, 2, 3, ...)	– puntos (ver <i>Figura 6.3.1.1</i> ó <i>Figura 6.2.2.1</i> )
o	salida
p	bomba
r	botella de líquido
sat	saturación
sing	singularidades
suc	succión

## Referencias del Capítulo 6:

- ASHRAE HANDBOOK 1998, *Refrigeration*, Chapter 1: Liquid Overfeed Systems, SI Edition, ASHRAE Inc.
- Chi, J. and Didion, D. (1982), *A Simulation Model of the Transient Performance of a Heat Pump*, International Journal of Refrigeration, vol.5, no. 3, pp. 176-184.
- Escanes, F., Oliva, A., Pérez-Segarra, C.D. and Flores, J. (1994), *Numerical Simulation of a Single Stage Vapor Compression Refrigerating Unit*, 1994 International Compressor Engineering Conference at Purdue, (1) pp. 139-144.
- Escanes, F., Pérez-Segarra, C.D. and Oliva, A. (1995), *Numerical Simulation of Capillary-tube Expansion Devices*, International Journal of Refrigeration, vol.18, No. 2, pp. 113-122.
- Escanes, F. (1995b), *Simulació Numèrica del Comportament Tèrmic dels Diferents Components d'un Sistema de refrigeració per compressió. Validació Experimental. Aplicació a refrigerants no Contaminants*, Tesis Doctoral (UPC).
- Escanes, F., Pérez-Segarra, C. D., Rigola, J., Serra, J. M., Pons, J., Escribà, M. and Jornet, M. (1996), *Numerical Simulation of Reciprocating Compressors. Recent Improvements and Experimental Validation*, 1996 International Compressors Engineering Conference at Purdue, pp.193-198.
- Giuliani, G., Hewitt, N. J., Marchesi Donati and Polonara, F. (1999), *Composition in Liquid-recirculation Refrigerating Systems: an Experimental Investigation for the Pure Fluid R134a and Mixture R32/R134a*, International Journal of Refrigeration, Vol. 22, pp.486-498.
- Jung, D.S and Radermacher, R. (1991), *Performance Simulation of a Two-evaporator Refrigerator-freezer Charged with Pure and Mixed Refrigerants*, International Journal of Refrigeration, vol. 14, pp. 254-263.
- MacArthur, J. W. (1984), *Transient Heat Pump Behaviour: a Theoretical Investigation*, International Journal of Refrigeration, vol. 7, no. 2, pp. 123-132.
- Murphy, W. E. and Goldschmidt, V. W. (1985), *Cyclic Characteristics of a Residential Air Conditioner. Modeling of Start-up Transients*, ASHRAE Transactions, vol. 91, part 2, pp. 427-444.
- Murphy, W. E. and Goldschmidt, V. W. (1986), *Cyclic Characteristics of a Residential Air Conditioner. Modeling of Shut-down Transients*, ASHRAE Transactions, vol. 92, part 1, pp. 186-202.
- Rajendran N. and Pate, B. (1986), *A Computer Model of the Start-up Transients in a vapor Compression Refrigeration System*, Reprints of the 1986 International Institute of Refrigeration (IIR) Comissions B1, B2, E1, E2, Meeting: Progress in the design and construction of Refrigeration Systems, ed. By Tree, D. R., Purdue University, West Lafayette.
- REFPROP v5.0 (Feb 1996), *NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Database*, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, MD 20899, USA.
- Rigola, J., Escanes, F., Oliva, A. and Pérez-Segarra, C. D. (1996), *Numerical Study of a Single Stage Vapor Compression Refrigerant Unit Using Non-contaminant Refrigerants*, 1996 International Compressor Engineering Conference at Purdue, 1, pp.77-82.
- Rigola, J., Pérez-Segarra, C.D., García-Valladares, O., Serra, J.M., Escribà, M., Pons, J. (1998a), *Numerical Study and Experimental Validation of a Complete Vapor Compression Refrigerating Cycle*, 1998 International Refrigeration Conference at Purdue, pp 201-206.
- Rigola, J., Pérez-Segarra, C.D., Oliva, A., Serra, J.M., Escribà, M., Pons, J. (1998b), *Parametric Study and Experimental Comparison of Small Hermetic Refrigeration Compressors using an Advanced Numerical Simulation Model*, 1998 International Compressors Engineering Conference at Purdue, 1, pp. 737-742.
- Rigola, J., Pérez-Segarra, C.D., García-Valladares, O., Serra, J.M., Escribà, M., Pons, J. (1999), *Analysis of Hermetic Reciprocating Compressors – Parametric Study and Experimental Validation*, International Conference on Compressors and their Systems, London, UK, pp. 203-212.
- Yuan, X. and O'Neal, D. L. (1994), *Development of a transient Simulation Model of a Freezer part II: Model Development*, 1994 International Compressor Engineering Conference at Purdue, 1, pp.139-144.

