



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

DEPARTAMENTO DE TERMODINÁMICA APLICADA

Estudio teórico experimental del proceso de “flashing” de refrigerantes en válvulas de expansión

Tesis Doctoral

Presentada por:

Mohammed Ait Bahajji

Dirigida por:

Dr. José Miguel Corberán Salvador

Dr. Javier Urchueguía Schölzel

Valencia, Diciembre de 2015

Agradecimientos

En primer lugar quiero agradecer a mis directores de tesis, los Profesores Dr. D. José Miguel Corberán y Dr. D. Javier Urchueguía Schölzel sus consejos y conocimientos, que han sido de gran valor durante la realización de esta tesis y son parte de este logro, el cual les comparto, ya que ustedes también lo trabajaron y espero que sus esfuerzos se vean reflejados en este trabajo, Gracias Profesores.

Al Profesor Dr. José González Macía por sus consejos, ayuda y su confianza en mi trabajo desde el primer día.

Al Profesor Dr. Emilio Navarro compañero y amigo, por su disponibilidad, consejos, apoyo incondicional, comprensión y paciencia en todos estos años.

A Rafa Blasco por sus ánimos y asistencia informática.

A todos mis compañeros de Instituto de Ingeniería Energética, sin duda un grupo de personas excepcional por su apoyo y amistad.

Muchas Gracias

Dedicatoria

A MI FAMILIA...

Y EN ESPECIAL A MI MADRE

RESUMEN

En la regulación del sistema de refrigeración como conjunto, el ajuste y estado del dispositivo de expansión tiene un papel fundamental, y el mejor conocimiento de su funcionamiento resulta de sumo interés para el correcto diseño del equipo, así como para asistir su correcta selección en función de la capacidad del mismo y del refrigerante empleado.

Este trabajo de tesis doctoral presenta por un lado la caracterización experimental del flujo másico circulante a través de una válvula de expansión con distintos refrigerantes: el R22 (HCFC) como referencia, el R290 (propano) como refrigerante natural, y el R410A (HFC) como uno de los refrigerantes más habituales en la actualidad, en un amplio rango de condiciones de funcionamiento, para diferentes levantamientos de la válvula a estudio. Por otro lado, el trabajo incluye también el estudio del modelado del proceso de expansión a través de la válvula, y el desarrollo de un modelo basado en el proceso físico que se produce: “flashing”, con capacidad predictiva suficiente para poder determinar el gasto másico circulante a través de la válvula de expansión en función de las condiciones del fluido aguas arriba y el área de paso de la misma.

Para determinar con precisión y exactitud el área mínima geométrica y el área efectiva monofásica de la válvula de expansión se ha realizado medidas en el centro metrológico de la UPV, y también un estudio hidráulico y neumático detallado de la misma en sendos bancos de ensayo.

El análisis de los resultados experimentales para los tres refrigerantes empleados ha mostrado que el gasto másico a través de la válvula de expansión es fuertemente dependiente de la presión aguas arriba y el grado de subenfriamiento, pero también ligeramente dependiente de la presión aguas abajo. Para el rango de funcionamiento típico de equipos de bomba de calor y

sistemas de refrigeración, no se ha observado la primera etapa de flujo bloqueado que se mencionó en algunos estudios de la literatura, estando la totalidad de los resultados obtenidos claramente en la segunda etapa de flujo bloqueado no ideal. Obviamente, el efecto del área de paso sobre el gasto másico es muy determinante.

El modelo de gasto másico a través de válvulas de expansión desarrollado se deriva básicamente de la ecuación de Bernoulli para flujo monofásico incompresible a través de orificios asumiendo que el flujo hasta la sección de vena contracta se encuentra prácticamente en su totalidad en estado líquido. La presión en la sección de vena contracta se ha determinado a partir de las correlaciones que obtuvieron Alamgir et al. [1981] y Abuaf et al. [1983] para la despresurización del agua en expansiones tipo “flashing”, en los que se produce una despresurización súbita y el líquido subenfriado pasa a líquido metaestable y finalmente a flujo bifásico.

Se ha añadido un coeficiente de ajuste, $C_{bifásico}$, en el modelo para tener en cuenta el efecto que puede tener la formación de burbujas en la restricción del flujo, en función del área de paso de flujo circulante a través de las válvulas. Este coeficiente sólo depende del área de paso y se acerca a la unidad a partir de un cierto tamaño del área de paso.

Los resultados del modelo presentado en esta tesis doctoral son muy satisfactorios, llegando a predecir el 95 % de los resultados con una desviación máxima del 7 %.

ABSTRACT

In the regulation of a refrigeration system the expansion device have a fundamental role. The precise understanding of the way in which it works with different refrigerants is of crucial relevance in order to perform a precise design of these systems, as well as, to assist to its proper selection as a function of its capacity and the employed refrigerant.

This thesis presents on the one hand the experimental characterization of the mass flow rate through an expansion valve with three different refrigerants: R22 (HCFC) as reference; R290 (propane) as a natural refrigerant, and R410A (HFC), currently one of the most common refrigerants, in a wide range of operating conditions and for different valve lifts. On the other hand, the work also includes the study of the modeling of the refrigerant flow through the expansion valve, and the development of a model based on the flashing process, with sufficient predictive ability to determine the mass flow rate circulating through the expansion valve according to the upstream fluid conditions and the opening valve.

In order to determine accurately and precisely the minimum geometric area and the effective single-phase area of the expansion valve, it has been measured in the metrological center of UPV. In addition detailed hydraulic and pneumatic studies of the vale in two different test benches have been carried out.

The analysis of experimental results obtained for the three refrigerants has shown that the mass flow rate through the expansion valve is strongly dependent on the upstream pressure and the degree of subcooling, but also slightly dependent on the downstream pressure. For the range of typical operation of heat pump and refrigeration systems, unlike some studies in literature have observed, the first-stage choking phenomena was not observed in our case. Instead, all the obtained

results seem to be in the second-stage choking non-ideal flow. Obviously, the effect of the flow area on the mass flow is very important.

The developed model of mass flow rate through expansion valves is basically derived from the Bernoulli equation for incompressible single-phase flow through orifices from assuming that the flow at vena contracta section is almost entirely liquid. The pressure at the vena contracta section is determined from the correlations obtained by Alamgir et al. [1981] and Abuaf et al. [1983] for water depressurization in "flashing" type expansions, in which a sudden depressurization occurs and subcooled liquid passes to metastable liquid and finally to two-phase flow.

An adjustment coefficient, $C_{\text{two-phase}}$, was added to the model in order to take into account the effect of bubbles formation in the flow restriction, depending on the opening of the valve. This coefficient depends only on the flow area and it is close to the unit at high values of the flow area.

The obtained results were found to be in good agreement with the measured data with approximately 95 % of the measured data falling within a relative deviation of ± 7 %.

RESUM

En la regulació del sistema de refrigeració com a conjunt, l'ajust i estat del dispositiu d'expansió té un paper fonamental i el millor coneixement del seu funcionament amb distints refrigerants resulta del màxim interès per al correcte disseny d'estos, així com per a assistir la seua correcta selecció en funció de la capacitat i del refrigerant empleat.

Este treball de tesi doctoral presenta per un costat la caracterització experimental del flux màssic circulat a través d'una vàlvula d'expansió amb distints refrigerants: el R22 (HCFC) com a referència; el R290 (propà) com refrigerant natural, i el R410A (HFC) com un dels refrigerants més habituals en l'actualitat, en un ampli rang de condicions de funcionament, per a diferents alçaments de la vàlvula a estudi. D'altra banda, el treball inclou també l'estudi del modelatge del procés d'expansió a través de la vàlvula, i el desenrotllament d'un model basat en el procés físic que es produïx "flashing", amb capacitat predictiva suficient per a poder determinar el gasto màssic circulat a través de la vàlvula d'expansió en funció de les condicions del fluid aigües dalt i l'àrea de pas de la mateixa.

Per a determinar amb precisió i exactitud l'àrea mínima geomètrica i l'àrea efectiva monofàsica de la vàlvula d'expansió s'han realitzat mesures en el centre metrológico de la UPV, i també un estudi hidràulic i pneumàtic detallat de la mateixa en sengles bancs d'assaig.

L'anàlisi dels resultats experimentals per als tres refrigerants empleats ha mostrat que el fluxe màssic a través de la vàlvula d'expansió és fortament dependent de la pressió aigües dalt i el grau de subrefredament, però també lleugerament dependent de la pressió aigües aball. Per al rang de funcionament típic d'equips de bomba de calor i sistemes de refrigeració, no s'ha observat la primera etapa de flux bloquejat que es va mencionar en alguns estudis de la literatura, estant la totalitat dels resultats obtinguts clarament en la segona etapa de flux bloquejat no

ideal. Òbviament, l'efecte de l'àrea de pas sobre el gasto màssic és molt determinant.

El model de fluxe màssic a través de vàlvules d'expansió desenvolupat es deriva bàsicament de l'equació de Bernoulli per a flux monofàsic incompressible a través d'orificis a partir d'assumir que el flux fins a la secció de vena contracta es troba pràcticament en la seua totalitat en estat líquid. La pressió en la secció de vena contracta s'ha determinat a partir de les correlacions que van obtenir Alamgir t'al. [1981] i Abuaf t'al. [1983] per a la despresurització del aigua en expansions del tipus “flashing”, en les que es produeix una despresurització súbita i el líquid subrefredat passa a líquid metaestable i finalment a fluxe bifàsic.

S'ha afegit un coeficient d'ajust, $C_{bifàsic}$, en el model per a tindre en compte l'efecte que pot tindre la formació de bombolles en la restricció del flux, en funció de l'àrea de pas de flux circulat a través de les vàlvules. Este coeficient només depèn de l'àrea de pas i s'acosta a la unitat a partir d'una certa grandària de l'àrea de pas.

Els resultats del model presentat en aquesta tesi doctoral reproduïxen el 95 % dels resultats en una desviació màxima del 7 %.

Índice

Capítulo 1. Motivación	1
Capítulo 2. Introducción	8
2.1. El ciclo de compresión	8
2.2. Dispositivos de expansión.....	11
2.2.1. Funcionamiento del dispositivo de expansión.	12
2.2.2. Tipos de válvulas de expansión.....	15
2.3. Los refrigerantes seleccionados.	27
2.3.1. Refrigerantes.	27
2.3.2. HCFC-R22 como refrigerante.	32
2.3.3. HC-R290 como refrigerante.	33
2.3.4. HFC-R410A como refrigerante.....	34
Capítulo 3. Antecedentes	36
Capítulo 4. Modelado de flujo másico incompresible y compresible a través de un orificio.....	53
4.1. Flujo incompresible	55
4.2. Flujo compresible	57
Capítulo 5. Análisis neumático e hidráulico de la sección efectiva de paso	66
5.1. Coeficiente de flujo.....	66
5.2. Descripción de la instalación del banco de flujo compresible.....	67
5.3. Análisis neumático-experimental del área efectiva de paso de la válvula....	76
5.4. Descripción de la instalación del banco de flujo incompresible.....	77

5.5. Análisis hidráulico-experimental de la sección de paso de la válvula.....	79
5.6. Comparación de los resultados de área efectiva obtenidos a partir de los ensayos	81
Capítulo 6. Descripción de la instalación	85
6.1. Elementos de la instalación.....	85
6.1.1. Compresores	86
6.1.2. Calorímetro	87
6.1.3. Válvulas de expansión automáticas.....	89
6.1.4. Condensadores	91
6.1.5. Componentes auxiliares	92
6.2. Control	93
6.2.1. Bucle de control de presión de alta.....	95
6.2.2. Bucle de control de presión de baja	96
6.2.3. Bucle de control de sobrecalentamiento.....	97
6.2.4. Bucle de control de subenfriamiento	98
6.3. Instrumentación	99
6.4. Validación de los datos de la instalación.....	102
6.5. Proceso de los ensayos.....	104
Capítulo 7. Análisis de los resultados.....	107
7.1. Efecto de la presión aguas abajo.....	108
7.2. Efecto de la presión aguas arriba.....	112
7.3. Efecto del grado de subenfriamiento	117
7.4. Efecto del levantamiento.....	121
Capítulo 8. Modelo y su ajuste.....	127
8.1. Geometría de la válvula de expansión.....	131

8.2. El modelo para predecir el gasto másico.....	135
8.3. Ajuste del modelo	138
Capítulo 9. Conclusiones y trabajos futuros.....	147
Apéndice A. Todos los resultados	152
Apéndice B. Artículos publicados.....	167
Referencias.....	175

Capítulo 1. Motivación

La industria del aire acondicionado y la refrigeración se encuentra en un momento de transición provocado por el impacto medioambiental de las emisiones de refrigerante a la atmósfera. Los compuestos de cloro y, aunque no tan frecuentemente usados como refrigerantes, de bromo están siendo eliminados, y los compuestos fluorados comienzan a sufrir restricciones por su alto potencial de calentamiento atmosférico (GWP).

Debido a su elevado contenido en cloro, los clorofluorocarbonos (CFC) tienen un elevado poder de destrucción del ozono estratosférico (ODP). Por acuerdo internacional, en el llamado acuerdo de Montreal, la producción de estas sustancias se ha interrumpido en la mayoría de los países desarrollados desde 1996. El cloro que contienen los compuestos hidroclorofluorocarbonos (HCFC) tienen un tiempo de vida más corto en la atmósfera y menor ODP que los CFCs. A pesar de esto, en las últimas cumbres sobre medio climático (Río de Janeiro 1992; Kioto 1997; Buenos Aires 1998,...) los HCFCs fueron incluidos también en la lista de sustancias controladas, y una progresiva reducción de su producción fue planeada para que desaparezcan virtualmente en el año 2020 y ser totalmente eliminados en el 2030.

En relación con la preocupación sobre el calentamiento del globo, el potencial de calentamiento atmosférico (GWP) de un refrigerante es hoy en día tan importante

como el ODP. El GWP aquí mencionado hace referencia a las emisiones de dióxido de carbono y gases que aumentan el efecto invernadero que produce la atmósfera terrestre. Las bombas de calor y los equipos de aire acondicionado pueden contribuir al calentamiento atmosférico de dos formas; directamente, por la emisión de los refrigerantes que contienen y que son directamente responsables del efecto invernadero, o indirectamente, por su propio consumo de energía eléctrica, que dependiendo del país procede en mayor o menor medida de la combustión de combustibles fósiles que a su vez origina emisiones de dióxido de carbono.

En las instalaciones de producción de frío la solución al problema de los refrigerantes halogenados, como el R22, consiste en reemplazar dichos fluidos por otros de menor impacto directo. Entre las opciones elegidas se encuentran los hidrofluorocarbonos (HFC's: R134a, R32, R125, R143, etc.) o las mezclas sintéticas (como principalmente R410A, R407C, etc.), y finalmente los refrigerantes naturales (CO₂, hidrocarburos, aire, agua, amoníaco). En este sentido existen marcadas tendencias regionales, siendo en Europa donde mayor impulso reciben los nuevos desarrollos que emplean frigorigenos naturales, cuyo efecto medioambiental directo es con total garantía nulo. De entre los hidrocarburos el propano presenta numerosas ventajas, al ser sus características termodinámicas similares a las del R22, permitiendo su utilización en equipos existentes sin que se requiera un cambio sustancial de los mismos. Es con diferencia en Gran Bretaña, donde se ha dado mayor impulso al empleo de

mezclas basadas en propano con otros hidrocarburos en todo tipo de equipos de refrigeración. La apuesta de Japón se ha orientado fundamental hacia el R407C, R410A y últimamente hacia R32, mientras que EE.UU. ha retrasado en lo posible la sustitución del R22 pero empleando el R410A como sustituto. Estos refrigerantes se emplean en pequeños equipos, en su mayoría de tipo doméstico o de tipo split y multi-split. Las sustancias empleadas (R32, R134a, R143a, R125, etc) no son medio-ambientalmente neutras (tiene nulo ODP, pero un significativo GWP), en contraste con los refrigerantes naturales. Además, la mayoría de las mezclas empleadas son zeotrópicas, requiriendo mayores intercambiadores y por tanto mayores cargas de refrigerante, lo que hace más caro y compleja la instalación y el mantenimiento. También suelen dar problemas con la selección del adecuado aceite refrigerante, debido a la distinta solubilidad de los componentes de la mezcla y con la reposición de fugas. El problema de los frigorigenos sustitutivos es, por todo lo dicho, un problema abierto.

De acuerdo con la situación descrita surge la necesidad de estudiar el comportamiento de los distintos refrigerantes, valorando el impacto ecológico de cada uno de los mismos, sus características técnicas y su viabilidad desde el punto de vista comercial. Así se hace necesario estudiar el comportamiento de los elementos fundamentales de un sistema de refrigeración por compresión de vapor como son los intercambiadores de calor, compresor y un elemento primordial como es el dispositivo de expansión, y cada vez se hace más necesario el desarrollo de modelos de cálculo capaces de predecir con alta precisión el

comportamiento de dichos componentes, con el objetivo final de ser capaces de seleccionar los componentes adecuados para un determinado equipo, y de optimizar los diseños, tanto de los componentes individuales, como del equipo en conjunto.

El área térmica del Instituto de Ingeniería Energética IIE, en el cual se enmarca el trabajo de la presente tesis doctoral, lleva años dedicando al desarrollo de modelos con las citadas características, y al desarrollo de software para asistir al diseño de componentes y equipos. La presente tesis se centra en el problema particular del desarrollo de un modelo adecuado de una válvula de expansión, en su aspecto más básico, el estrangulamiento del flujo a través de un orificio formado por el asiento y la aguja de una válvula.

En la regulación del sistema de refrigeración como conjunto, el ajuste y estado del dispositivo de expansión (válvula de expansión termostática, presostática o de regulación manual o electrónica) tiene un papel fundamental y el mejor conocimiento de su funcionamiento con distintos refrigerantes resulta de sumo interés para el correcto diseño de éstos y a fin de asistir a su correcta selección en función de la capacidad y del refrigerante empleado.

En las últimas décadas, muchos han sido los trabajos realizados acerca del flujo circulante a través de dispositivo de expansión de sección constante (capilares, tubos cortos, tuberías convergente-divergente) tanto para el agua como para distintos refrigerantes (CFC-12, HCFC-22, HCF-134a, R407C,...), Mientras solo

en la última década se comenzó a publicar trabajos acerca de dispositivo de expansión con sección variables especialmente válvulas de expansión electrónicas.

A fin de estudiar el flujo másico circulante a través de dispositivos de expansión con sección variable, se ha decidido como primera etapa el estudio en una geometría que fuera fija, y conocida, pero de geometría similar a las de válvulas electrónicas y termostáticas. Por ello, se ha seleccionado una válvula de expansión manual de regulación precisa con accionamiento mecánico de la aguja mediante tornillo micrométrico que mide la posición del vástago en incrementos de 0.001 pulga (0.0025 mm), con posibilidad por tanto de cambiar y determinar la apertura con una gran precisión.

Este trabajo de tesis doctoral presenta por un lado la caracterización experimental del flujo másico circulante a través de la válvula con distintos refrigerantes: el R22 (HCFC) como referencia, el R290 (propano) como refrigerante natural, y el R410A (HFC) como uno de los refrigerantes más habituales en la actualidad para equipos de sistemas de refrigeración y bomba de calor, en un amplio rango de condiciones de funcionamiento, para diferentes levantamientos de la válvula de expansión. Por otro lado, el trabajo incluye también el estudio del modelado del proceso de expansión a través de la válvula, y el desarrollo de un modelo con capacidad predictiva suficiente para poder determinar el gasto másico circulante a través de la válvula de expansión en función de las condiciones del fluido aguas arriba y del área de paso de la misma.

La presente memoria está organizada en diez capítulos, el **primer** capítulo consiste en una descripción general del trabajo, enfatizando los motivos para realizarlo. El **segundo** capítulo, presenta una introducción al funcionamiento de los dispositivos de expansión, y a la importancia de los refrigerantes seleccionados. El **tercer** capítulo incluye una revisión de la bibliografía más relevante en cuanto a la determinación del flujo másico circulante a través de los dispositivos de expansión y también de los fenómenos que ocurren en estos dispositivos, como la nucleación y la despresurización isoentálpica (*o flashing*), llamada también autovaporización según la norma española UNE-EN1267, donde la evaporación del líquido subenfriado se produce a una presión más baja que la de saturación correspondiente a la temperatura aguas arriba, dando lugar a flujo metaestable. El **cuarto** capítulo describe el modelado del flujo másico incompresible y compresible a través de un orificio. El análisis neumático e hidráulico de la sección efectiva de paso de la válvula estudiada, se ha desarrollado en el capítulo **quinto**. El capítulo **sexto** está enfocado tanto a la descripción de la instalación donde se han llevado a cabo los ensayos de caracterización de la válvula, como al proceso de medida, a la matriz de ensayos y a la precisión de las medidas. El capítulo **séptimo**, se dedica al análisis de los resultados obtenidos y a cuantificar el efecto de los diferentes parámetros de operación como son: la presión aguas abajo, la presión aguas arriba, el grado de subenfriamiento y la apertura de la válvula. El **octavo** capítulo se dedica por completo al estudio y desarrollo del modelado del proceso de expansión, y

también al ajuste del modelo y su contraste con los resultados experimentales. Finalmente, en el capítulo **noveno**, se presentan las conclusiones y líneas de trabajo futuras.

Capítulo 2. Introducción

2.1. El ciclo de compresión

La mayor parte de las máquinas de refrigeración usadas en la actualidad tanto en la industria como en el sector doméstico siguen el ciclo simple de compresión de vapor. En ellas, el proceso de producción de frío (o calor, según se trate de una máquina frigorífica o de una bomba de calor) se reduce a una simple transmisión de calor entre un fluido frío, el refrigerante, y el ambiente exterior que se quiere enfriar (o calentar).

Los componentes esenciales del sistema de compresión del vapor son los mostrados en la **figura 2.1**:

En el ciclo de compresión de vapor, el compresor mantiene una diferencia de presión apropiada, P_1 y P_2 , entre dos niveles de temperatura, T_1 y T_2 . En el lado de baja presión, la temperatura se mantiene por debajo de la temperatura de la fuente, produciéndose un flujo de calor hacia el refrigerante, que conduce a la vaporización o evaporación del líquido refrigerante. El vapor es comprimido hasta una mayor presión y temperatura donde condensa al entregar parte de su energía al medio ambiente. Durante el proceso de condensación y/o evaporación la temperatura se mantiene aproximadamente constante. En resumen, durante el ciclo de compresión de vapor el trabajo es aportado al refrigerante durante el

proceso de compresión, mientras que la transferencia de calor tiene lugar a dos niveles de presión aproximadamente constantes P_1 y P_2 dentro del ciclo, como ocurre en el ciclo de Carnot. La principal transferencia de calor se produce en el evaporador y/o condensador, pero también tiene lugar algo en el compresor y los conductos.

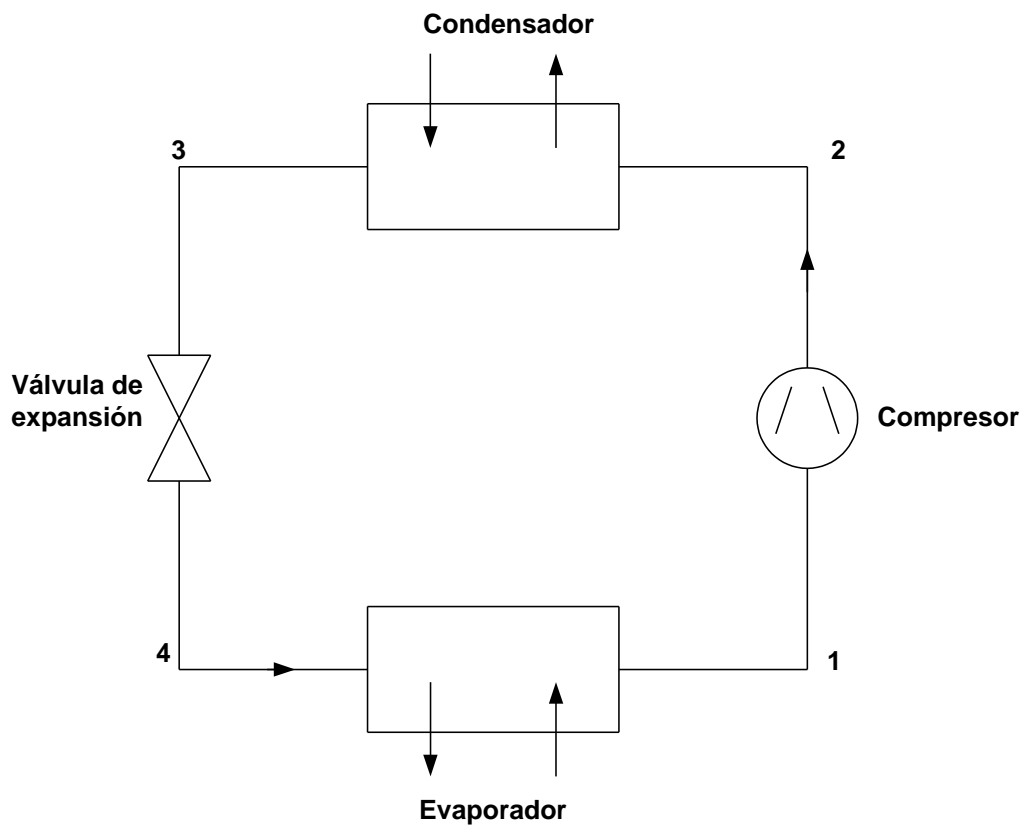


Figura 2.1: Ciclo de compresión.

En la **figura 2.2**, se muestra el ciclo de compresión de vapor en el diagrama de estado característico presión-entalpía.

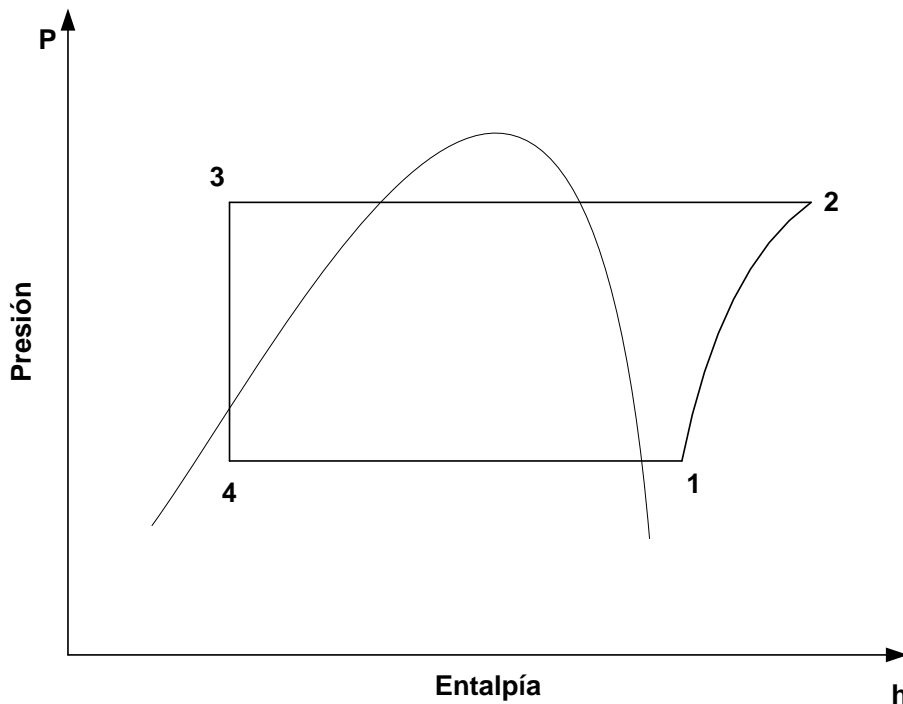


Figura 2.2: Esquema del ciclo de compresión de vapor.

Como se observa en la **figura 2.2**, la mayor parte del proceso tiene lugar dentro de la zona bifásica (evaporación-condensación). Por su parte, el compresor y la válvula de expansión mantienen el lado de alta presión a la presión P_2 , y el lado de baja a la presión P_1 . Las temperaturas correspondientes a la evaporación y condensación están representadas por T_1 y T_2 , respectivamente. En el evaporador, el fluido inyectado en el punto, 4, es una mezcla de líquido-vapor con título de vapor, x_4 y está caracterizada por la presión, P_1 , y temperatura T_3 dado que la expansión es casi isoentálpica. En el evaporador se evapora desde 4 hasta 1, merced a la aportación de calor proveniente del medio exterior que es absorbido en su mayoría por la parte del líquido restante en el estado, 4, que

aporta su calor latente de evaporación. Dentro del evaporador se produce también el recalentamiento desde la línea de saturación al punto 1 de salida del evaporador. Por su parte, la entalpía del líquido crece en el transcurso de la transformación.

2.2. Dispositivos de expansión.

El paso del fluido refrigerante desde la alta presión reinante en el condensador a la baja del evaporador se consigue mediante su laminación a través de un orificio de sección variable o constante llamado dispositivo de expansión, esta laminación va a producir la pérdida de carga necesaria para reducir la presión de condensación hasta la de baja en el evaporador y alcanzar la temperatura de evaporación.

El papel que juega el dispositivo de expansión es doble:

- Por un lado permitir la existencia de la baja presión de vaporización, como se ha comentado en el párrafo anterior.
- Por otro lado, regular el flujo adecuado de refrigerante hacia el evaporador con el fin de utilizar lo mejor posible el área del mismo.

2.2.1. Funcionamiento del dispositivo de expansión.

Para comprender un poco mejor la manera de trabajar de este dispositivo. Supongamos una instalación frigorífica funcionando con un compresor alternativo como la mostrada en **la figura 2.3**.

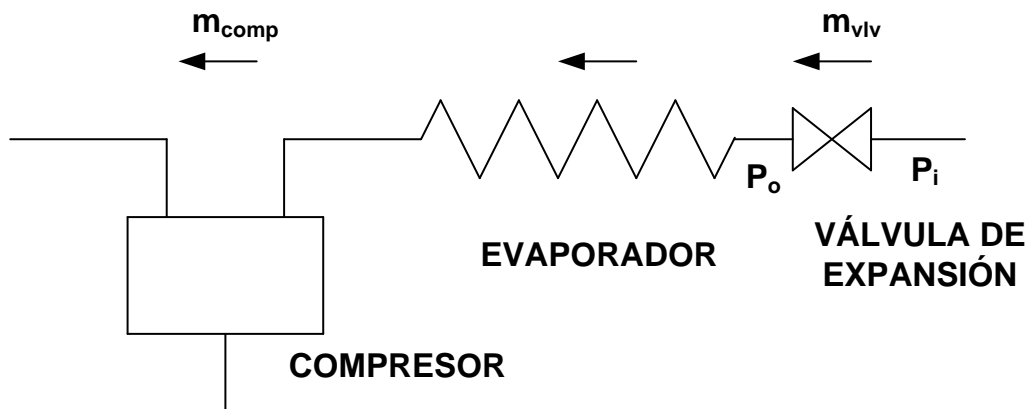


Figura 2.3: Esquema de instalación frigorífica.

El gasto másico bombeado por el compresor viene dado por:

$$\dot{m}_c = Z \dot{N} V_{dc} \eta_v \frac{1}{V_1} \quad (2.1)$$

Donde:

V_1 : Volumen específico a la entrada del compresor.

η_v : Rendimiento volumétrico.

\dot{N} : Régimen de giro.

V_{dc} : Desplazamiento (volumen desplazado por vuelta del cigüeñal)

Z : Número de cilindros.

Y juega el papel de elemento generador en el sistema.

Por otro lado, el gasto másico que atraviesa la válvula de expansión puede expresarse de forma aproximada de la siguiente forma:

$$\dot{m}_{vlv} = C_f A \sqrt{2\rho(P_i - P_o)} \quad (2.2)$$

Donde:

A : Sección del orificio.

C_f : Coeficiente de descarga o de flujo.

ρ : Densidad.

P_i : Presión aguas arriba.

P_o : Presión aguas abajo.

Las temperaturas en los focos caliente y frío de un ciclo frigorífico imponen en la práctica las temperaturas de evaporación y de condensación del fluido frigorífico y por lo tanto la presión de alta y de baja.

El resultado final del gasto másico del fluido frigorífico viene por tanto dado por el acoplamiento del funcionamiento del compresor (elemento generador) y las características resistentes del dispositivo de expansión (también llamado en algunos fuentes restrictor). En condiciones de funcionamiento estables ambos gastos másicos deben coincidir. Este gasto másico, que deja pasar la válvula de expansión, alimentará la entrada del evaporador produciendo cierto

sobrecalentamiento a la salida del mismo. Una mayor restricción implicará una reducción del gasto másico circulante y por lo tanto el evaporador al tener menos carga producirá un mayor sobrecalentamiento a la salida, y viceversa. Al mismo tiempo una mayor restricción provocará una mayor diferencia entre la presión de alta y baja que el compresor deberá vencer, y viceversa, si la restricción es menor, se disminuirá el valor del sobrecalentamiento. De este modo, el buen funcionamiento de un equipo requiere un diseño equilibrado del sistema compresor-válvula de expansión- evaporador.

Si el dispositivo de expansión es de geometría fija, la característica resistente del mismo no se puede alterar y por lo tanto el punto final de equilibrio dependerá del acoplamiento conjunto de los elementos.

Por ejemplo si un dispositivo de geometría fija (orificio, tubo corto o capilar) se ha diseñado para que en las condiciones de diseño el recalentamiento sea 5 K, fuera de dichas condiciones se producirán recalentamientos mayores y menores que el de diseño. Si son mayores el evaporador normalmente requerirá una temperatura de evaporación inferior para producir el exceso de recalentamiento con lo que el COP disminuirá. Si son menores se dará el efecto inverso, pero existirá el riesgo de que llegue líquido a la entrada del compresor y se pueda averiar. Por lo tanto estos dispositivos sólo pueden usarse cuando la variación de las condiciones de operación sean bajas o moderadas, y si hay peligro de llegar líquido al compresor se deben diseñar con un depósito acumulador instalado en la succión.

2.2.2. Tipos de válvulas de expansión.

Podemos clasificar los dispositivos de expansión en dos tipos según sus diseños:

Dispositivo de expansión de sección constante:

- Válvula de expansión manual.
- Capilares.
- Tubos cortos.

Dispositivo de expansión de sección variable:

- Válvula de expansión automática.
- Válvula de expansión termostática.
- Válvula de expansión electrónica.
- Válvulas de expansión de flotador de alta y baja presión.

2.2.2.1. Válvula de expansión manual.

Este dispositivo de expansión está constituido en esencia por un orificio en el que encaja un vástago cuya posición se regula manualmente, abriendo o cerrando la sección de paso, según las necesidades de la instalación.

El vástago suele ser del tipo de aguja, por lo que no se trata de un sistema todo-nada, sino que en cierto modo posee características del tipo proporcional, siendo el caudal másico circulante función del grado de apertura y de la diferencia de presión entre entrada y salida.

La construcción es simple (ver **figura 2.4**), pero conduce a varias desventajas. Si la carga del evaporador cambia o si la diferencia de presión cambia la válvula tiene que ser reajustada manualmente. De lo contrario el flujo de refrigerante será demasiado grande o pequeño. Si el compresor se detiene la válvula seguirá siendo abierta y alimentará el evaporador con refrigerante. Una válvula de solenoide tiene que ser montada, antes de la válvula de expansión manual, y conectada eléctricamente con el circuito de control del compresor. Así, si el compresor se detiene la electroválvula cortará el flujo de refrigerante.

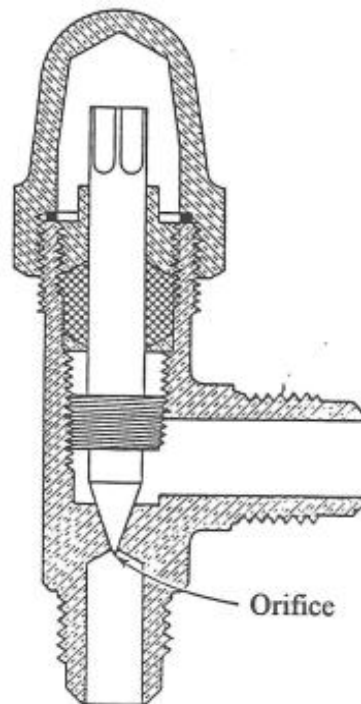


Figura 2.4: Válvula de expansión manual.

La válvula de expansión manual se utiliza normalmente como una válvula de seguridad auxiliar instalada en una línea de derivación “bypass”, en caso de fallo

de la principal. También se utiliza con frecuencia en sistemas de control de nivel, en líneas de sangría de aceite.

2.2.2.2. Capilar.

El tubo capilar es el tipo más sencillo de dispositivo de expansión, pues consiste únicamente en un tubo (generalmente de cobre), que actúa por tener una gran pérdida de carga, debido a su pequeño diámetro (entre 0.5 y 2.3 mm) y relativamente larga longitud (entre 0.5 y 6 m), de modo que el líquido refrigerante pierde la mayor parte de la presión a causa de la fricción y de la aceleración del refrigerante, con la que viene del compresor, presión que mantenía su volumen reducido; al perder presión, se expande en la salida hacia el evaporador.

La pérdida de carga que origina el capilar en este punto se define en función de la longitud del mismo, y corresponderá a la caída de presión del sistema entre el condensador y el evaporador.

Sus ventajas frente a otros sistemas de expansión:

- El bajo costo.
- Sencillez: facilidad de reparación.
- Fiabilidad: no tiene piezas móviles.

- Cuando el compresor no está en operación, el tubo permite que se igualen las presiones, por lo que el compresor puede arrancar fácilmente. Esto significa que se pueden emplear motores menos costosos con bajo par de arranque.

Los inconvenientes de los tubos capilares: no pueden ajustarse, una vez instalados, a las variaciones de la presión de escape, presión de admisión y carga. El compresor y el tubo capilar deben llegar a unas condiciones de admisión y escape que permitan al compresor aspirar del evaporador el mismo caudal de refrigerante que el dispositivo de expansión alimenta al evaporador. Una sobrecarga puede dar lugar a una fuerte entrada de líquido, y luego pudiéndose dar golpe de líquido. También, si el tubo da poco caudal de refrigerante se producirá una disminución de la presión de aspiración y por consecuencia ocasionará un descenso de la capacidad al compresor y de la instalación. A causa del inconveniente últimamente mencionado, el tubo capilar solo puede utilizarse en sistemas herméticamente cerrados, para mantener la carga del refrigerante dentro de los límites estrechos.

2.2.2.3. Tubo corto.

Los tubos cortos son muy similares a los tubos capilares con una longitud más pequeña y tienen las mismas ventajas e inconvenientes. A diferencia de los capilares donde el flujo está controlado por la fricción en el interior del tubo, el flujo sufre una despresurización súbita en el tubo corto.

2.2.2.4. Válvula de expansión automática.

La válvula de expansión automática se conoce también como válvula de presión constante. El nombre de la válvula indica que mantiene la presión a la salida de la válvula o dentro del evaporador constante independientemente de la magnitud de la carga. La válvula de expansión automática tiene un mecanismo regulador que nos permite ajustar la presión de salida de la válvula, que es muy próxima a la de operación del evaporador, y que corresponde a la temperatura de evaporación. El diagrama esquemático de **la figura 2.5**, identifica las partes principales de dicha válvula que se compone principalmente de una aguja, asiento, una membrana y muelle cuya tensión es ajustable por medio de un tornillo.

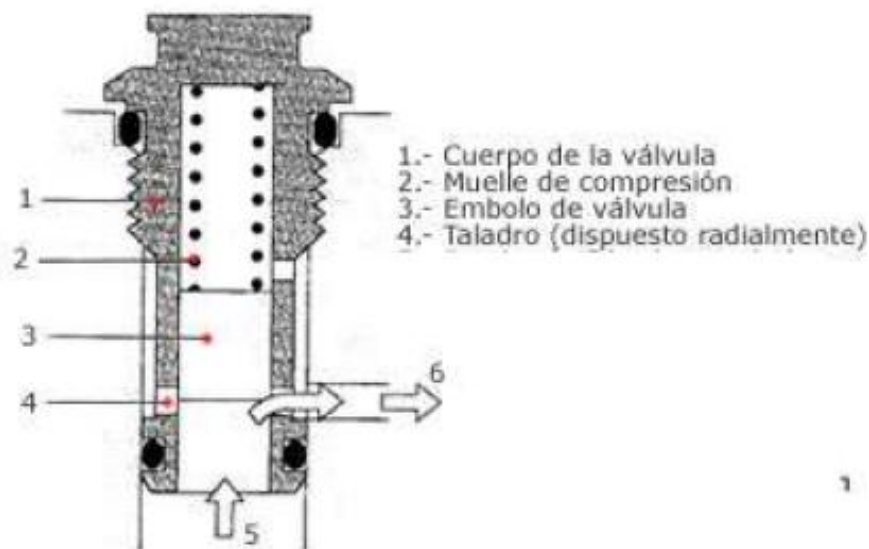


Figura 2.5: Válvula de expansión automática.

Todo aumento de presión debido al incremento de la absorción de calor produce la expansión del fuelle o el diafragma y reduce la abertura entre el vástago de la válvula y su asiento. Esto disminuye el flujo del refrigerante al evaporador y la cantidad de líquido que se evapora en el serpentín. Al evaporar con menos líquido baja su presión por la acción del compresor. Estas condiciones continúan hasta que se alcanza la presión a la cual se ajustó la válvula mediante el tornillo de ajuste.

Cuando baja la presión en el serpentín tiene lugar la acción inversa. El muelle abre la válvula, se admite más líquido y se eleva la presión dentro del evaporador.

La válvula de expansión automática es una de los dispositivos de expansión más antiguos. Este tipo de válvulas se puede utilizar en sistemas de un solo evaporador y si las variaciones en la carga son pequeñas. Hoy en día, la utilización de la válvula automática es muy poco común y se ha sustituido por la válvula de expansión termostática.

2.2.2.5. Válvula de expansión termostática

El tipo más frecuente de los dispositivos de expansión para sistemas de refrigeración de tamaño medio es la válvula de expansión termostática. La denominación de termostática puede prestarse a error, puesto que el control no se

hace por la temperatura del evaporador, sino por el grado de recalentamiento del gas de admisión que sale del evaporador. La válvula de expansión termostática regula el caudal de líquido refrigerante en función de la evaporación por unidad de tiempo en el evaporador.

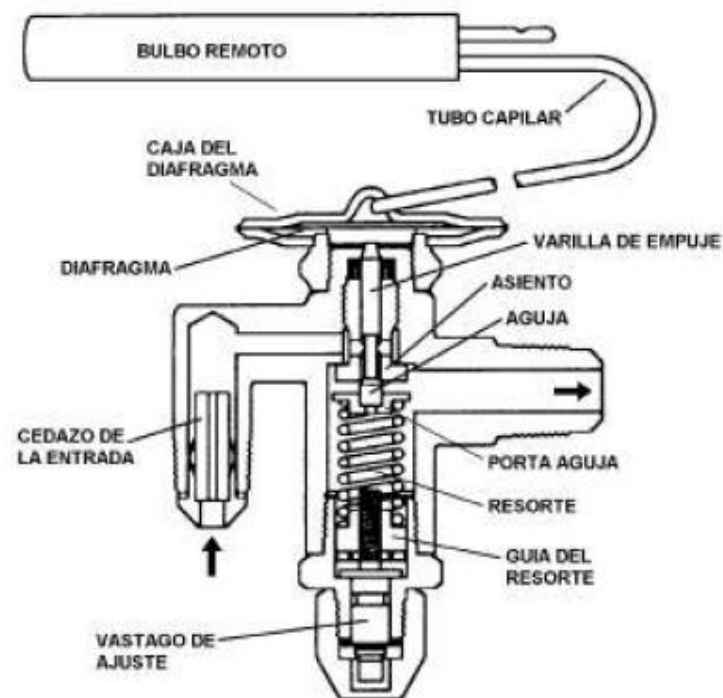


Figura 2.6: Válvula de expansión termostática.

El recalentamiento del gas de admisión actúa sobre la válvula de expansión termostática de la siguiente manera: Un bulbo palpador, tal como se muestra en la **figura 2.6**. Este fluido del bulbo se llama fluido de potencia.

El bulbo palpador está sujeto a la salida del evaporador de forma que el bulbo y el fluido de potencia tomen con mucha precisión la temperatura del gas de admisión. La presión del fluido de potencia actúa sobre la parte superior del diafragma, y la del evaporador actúa sobre el fondo del diafragma. Una ligera fuerza ejercida por el muelle sobre el vástago de la válvula mantiene esta cerrada hasta que la presión encima del diafragma vence a la fuerza del muelle más la fuerza debida a la presión del evaporador. Para que la presión encima del diafragma sea superior a la de abajo, el fluido de potencia debe estar a una temperatura superior a la saturación en el evaporador. Por tanto, el gas de admisión debe estar recalentado para que el fluido de potencia esté a la presión suficiente para abrir la válvula.

La válvula de expansión termostática mantiene una cantidad de refrigerante casi constante en el evaporador como consecuencia del casi constante grado de recalentamiento del gas de admisión. Si la cantidad de líquido en el evaporador disminuye, habrá una mayor superficie transmisora de calor dispuesta a recalentar el gas de admisión, lo que eleva la temperatura del bulbo palpador y del fluido de potencia. Por tanto, la presión del fluido de potencia aumenta, con lo que se abre la válvula más ampliamente y aumenta el paso de refrigerante al evaporador. Si la cantidad de líquido en el evaporador aumenta, al disminuir el recalentamiento del gas de admisión, la presión del fluido de potencia baja y la válvula se cierra.

2.2.2.6. Válvula de expansión electrónica

Estas válvulas se utilizan cuando en el sistema se necesitan realizar funciones complejas. Este tipo de válvulas es accionado eléctricamente, mediante sensores y controlador. Estos sistemas de control por lo general son diseñados para supervisar automáticamente varios aspectos de la operación, además del recalentamiento. Por ejemplo, en los sistemas de Aire Acondicionado la temperatura de salida del aire en el evaporador; en un Chiller, la temperatura del agua de entrada y de salida a la enfriadora, la presión de la condensación, etc.

Las válvulas de expansión electrónicas son las únicas que permiten, el funcionamiento ideal del evaporador, manteniéndolo lleno de líquido y gas refrigerante y permitiendo que sólo salga del mismo gas sobrecalentado para no dañar el compresor. Las válvulas de expansión electrónicas, además de la máxima utilización del evaporador, ofrecen una serie de ventajas con respecto a otros dispositivos de expansión.

Las válvulas de expansión electrónicas dotadas de un conjunto de sensores y de controlador para su manejo, aseguran un ahorro de energía, protegen la operación del sistema evitando el retorno de líquido en el compresor, optimizan la presión de condensación y de enfriamiento del evaporador y controlan eficientemente el recalentamiento. Permiten que el equipo de refrigeración ó aire acondicionado trabaje en condiciones óptimas aún que con presiones de trabajo variable. Ideales

para operar en equipos de refrigeración a bajas temperaturas y son compatibles con todos los refrigerantes R22, R134a, R404, R410A, Amoníaco, CO₂, etc.

2.2.2.7. Válvulas de expansión de flotador

Un dispositivo de expansión de flotador tiene por objetivo mantener constante el nivel de fluido presente en un recipiente. Las variaciones de nivel son detectadas por una bolla cuyo movimiento servirá para restaurar el equilibrio.

Este tipo de válvulas se reservan para las instalaciones provistas de evaporadores inundados, en general de gran potencia, manteniendo en ellos un nivel constante de líquido sea cual sea la carga térmica requerida. Desde el punto de vista de termotransferencia, estos sistemas presentan ventajas frente a los evaporadores secos, dada la eficiente utilización de la superficie del evaporador.

Según la situación de la válvula podemos distinguir entre dos tipos:

- **Válvula de expansión de flotador de baja presión** recibe este nombre porque el flotador se encuentra en el lado de presión baja del sistema de refrigeración. Se mantiene un nivel fijo para el refrigerante líquido en el evaporador mediante la posición del flotador que abre, cierra y controla el flujo del refrigerante que pasa por una válvula de aguja (2). El flotador y la válvula se conectan con una palanca que permite al flotador controlar el mecanismo de la válvula.

Si el nivel en el evaporador o separadores de líquido aumenta, el flotador se cerrará. El flotador (bola o cilindro) flota en el nivel de líquido de baja presión y la aguja se cierra si se incrementa el nivel de líquido (ver **figura 2.7**).

La apertura de la línea de succión (4) interna está ubicada cerca de la parte superior de la cámara del flotador para permitir retirar el vapor más seco en ese punto y evitar el paso del líquido al compresor.

Este dispositivo de expansión es común en los sistemas de amoníaco grandes, tanto en los sistemas de evaporador único como múltiples.

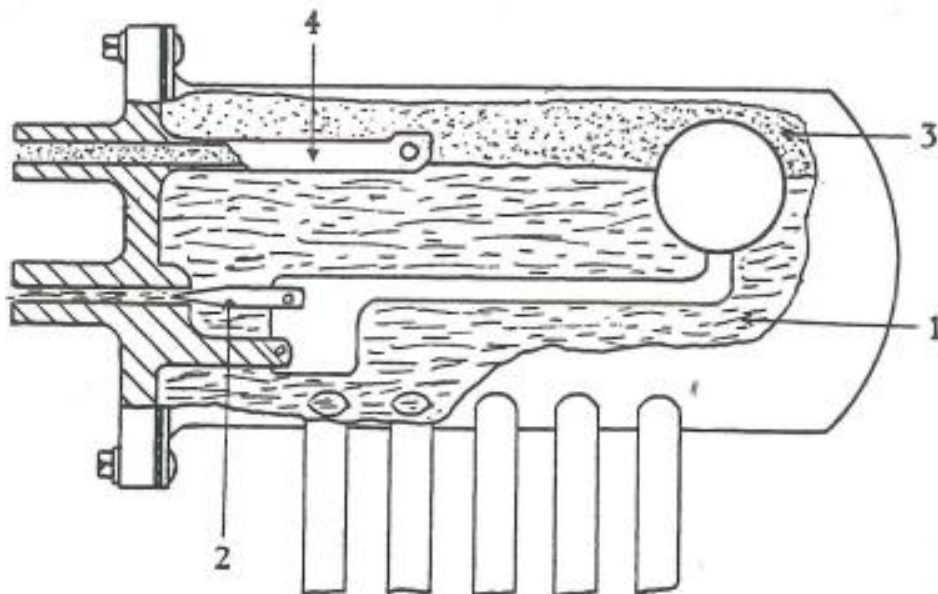


Figura 2.7: Válvula de flotador de baja presión.

- **Válvula de expansión de flotador de alta presión** al igual que la válvula de flotador de baja presión, recibe su nombre por el hecho de que el flotador y la válvula de aguja se encuentran en el lado de la presión alta, el flotador y la válvula están ubicados fuera del evaporador. En contraste con la válvula de flotador de bajo nivel que controla el nivel de líquido del evaporador directamente. La válvula de flotador de alta presión controla la cantidad de líquido en el evaporador indirectamente, manteniendo un nivel de líquido constante en la cámara del flotador de alta presión (**ver figura 2.8**).

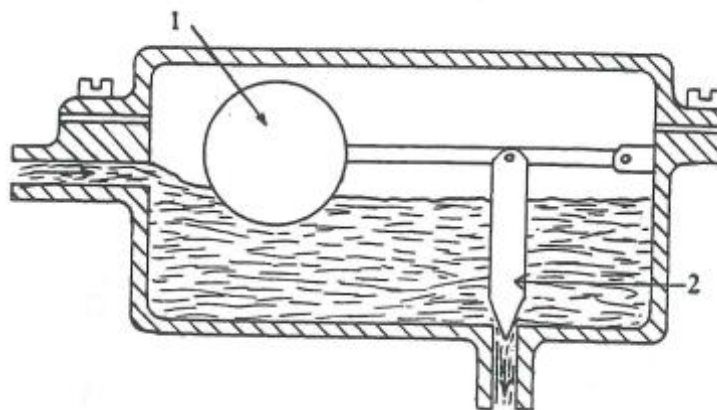


Figura 2.8: Válvula de flotador de alta presión.

El refrigerante licuado que viene del condensador fluye hacia la cámara del flotador. Cuando aumenta el nivel del líquido en la cámara, el flotador (1) abre la válvula de aguja (2). En esta posición el refrigerante fluye hacia la línea del líquido y sigue hasta el evaporador. El nivel al que se

ajusta el flotador controla la cantidad de refrigerante líquido a presión baja que entra a la línea del líquido.

2.3. Los refrigerantes seleccionados.

2.3.1. Refrigerantes.

El refrigerante es cualquier cuerpo o sustancia que actúa como un medio de transmisión del calor. Con respecto al ciclo de compresión de vapor, el refrigerante es el fluido de trabajo del ciclo que absorbe el calor al evaporarse a baja temperatura y lo cede al condensarse a alta temperatura y presión.

Para que un refrigerante sea apropiado y se le pueda usar en el ciclo antes mencionado, debe cumplir y poseer ciertas propiedades físicas, químicas y termodinámicas que lo hagan seguro durante su uso, además de tener en cuenta su impacto sobre el medio ambiente.

- **Baja temperatura de ebullición:** Un punto de ebullición por debajo de la temperatura ambiente, a presión atmosférica.
- **Alto calor latente de vaporización:** Cuanto mayor será el calor latente de vaporización, mayor será el calor absorbido por kilogramo de refrigerante en circulación.
- **Fácil detección y localización de pérdidas:** Las pérdidas producen la disminución del refrigerante y la contaminación del medio ambiente.

- No daña los productos refrigerados: Cuando por una fuga en el sistema refrigerante es posible que llegue el refrigerante a estar en contacto con los productos refrigerados, hay que tener en cuenta los efectos de este contacto.
- Inocuo para los aceites lubricantes: No es de esperar reacción química alguna entre el refrigerante y el aceite de lubricación del compresor, pero la miscibilidad del aceite y el refrigerante es importante.
- Bajo punto de congelación: El refrigerante debe trabajar por encima de su temperatura de congelación, por lo que es deseable un punto de congelación bajo.
- Buena viscosidad y conductividad térmica: La viscosidad y la conductividad térmica tienen gran influencia en las características de transmisión del calor del refrigerante. Para una buena transmisión del calor, la viscosidad debe ser baja y la conductividad térmica alta.
- No inflamable: El peligro de inflamación o explosión influirá ciertamente en la elección del refrigerante.
- No tóxico: Un refrigerante tóxico es el que es perjudicial a los seres humanos cuando se mezcla con el aire en pequeños porcentajes.
- Químicamente estable: No genere reacciones químicas con sustancias y materiales dentro del sistema.

- Alta temperatura crítica: Un vapor que no se condense a una temperatura mayor que su valor crítico. La mayoría de los refrigerantes poseen temperaturas críticas superiores a los 93 °C.
- No corrosivo: Para asegurar que en la construcción del sistema puedan usarse materiales comunes y la larga vida de todos los componentes.
- Moderadas presiones de trabajo: Las elevadas presiones de condensación requieren un equipo especialmente diseñado. Mientras la operación en vacío introduce la posibilidad de penetración de aire en el sistema.
- Moderado volumen específico de vapor: Para reducir al mínimo el tamaño del compresor.
- Bajo costo: A fin de mantener el precio del equipo dentro de lo razonable y asegurar el servicio adecuado cuando sea necesario.
- Bajo índice de ODP “Ozono Depletion Potential”: El Potencial de destrucción de ozono cuantifica la capacidad de un gas para destruir o degradar la capa de ozono. Se trata de un valor relativo, la referencia que se utiliza es el R11 o CFC11 que tiene un ODP de 1.
- Duración del refrigerante en la atmósfera.
- Bajo índice de GWP “Global Warming Potential”: El Potencial de calentamiento global mide la capacidad de una sustancia para producir efecto invernadero o de calentamiento global del planeta.

Después de haber examinado las características y factores que influyen en la elección de los refrigerantes, podemos decir que no haya un refrigerante óptimo para todas las aplicaciones sino cada refrigerante tiene sus ventajas y sus inconvenientes.

El American Standard ANSI / ASHRAE 34-2007 clasifica los refrigerantes por su grupo de seguridad, esta clasificación consta de una letra que indica su toxicidad y un número que indica su inflamabilidad.

Según la toxicidad, los refrigerantes están divididos, en dos grupos:

- Clase A, toxicidad no identificada para concentraciones inferiores o iguales a 400 ppm.
- Clase B, se tiene evidencia de toxicidad a concentraciones inferiores a 400 ppm.

Según su inflamabilidad, los refrigerantes están divididos en tres grupos:

- Clase 1, Comprende los refrigerantes que no propagan la llama cuando se les somete a pruebas en aire, a 100 °C y 101.3 kPa.
- Clase 2, comprende los refrigerantes que presentan un límite inferior de inflamabilidad mayor que 0.1 kg/m³, cuando se les somete a pruebas en aire, a 100 °C y 101.3 kPa y una calor de combustión menor que 19 000 kJ/kg.
- Clase 3, Comprende los refrigerantes muy inflamables según se define por su límite inferior menor o igual que 0.1 kg/m³, cuando se les somete a

pruebas en aire a 100 °C y 101.3 kPa, y una calor de combustión mayor o igual que 19 000 kJ/kg.

Podemos también clasificar los refrigerantes según su composición química:

- CFCs, denominados Clorofluorocarbonos o freones, son refrigerantes derivados de los hidrocarburos saturados obtenidos mediante la sustitución de átomos de hidrógeno por átomos de flúor y/o cloro principalmente. Estos refrigerantes están controlados por el protocolo de Montreal porque son perjudiciales para la capa de ozono, y los más comunes son R11 y R12.
- HCFCs, denominados Hidroclorofluorocarbonos, son refrigerantes derivados de los CFCs, formados por hidrógeno, cloro, flúor y carbono. Estos refrigerantes son menos perjudiciales que los CFCs para capa de ozono. Los HCFCs más utilizados son R22, R123 y R124 como fluidos puros mientras sus mezclas están basados principalmente en el R22.
- HFCs, denominados Hidrofluorocarbonos, son gases refrigerantes cuyas moléculas contienen átomos de hidrógeno, flúor y carbono. Estas sustancias no tienen potencial agotador de la capa de ozono, sin embargo, si presentan un potencial de calentamiento global. Entre sus fluidos puros más conocidos es el R134a y las mezclas más utilizadas son R410A y R407C.
- No Halogenados, denominados naturales, existen refrigerantes que no contienen átomos de flúor y/o cloro. Esos refrigerantes, no tienen

potencial agotador de la capa de ozono, ni de calentamiento global. Entre ellos podemos destacar el amoníaco R717, los hidrocarburos HCs como propano R290, el agua R718 y dióxido de carbono CO₂.

2.3.2. HCFC-R22 como refrigerante.

El primer paso para evitar la destrucción de la capa de ozono fue la sustitución de los Clorofluorocarbonos (CFC) por Hidrofluorocarbonos (HCFC) como el R22. Aunque los HCFCs tienen un tiempo de vida más corto en la atmósfera y menor ODP que los CFCs, en la última revisión del acuerdo de Montreal fueron incluidos también en la lista de sustancias controladas con una progresiva reducción de su producción hasta el año 2020 y con la completa desaparición en el año 2030. El R22 fue introducido a principios de los noventa como una solución intermedia y se utilizó ampliamente para sustituir a R12, R500 y R502, y actualmente es todavía el refrigerante más utilizado en aire acondicionado.

En el presente estudio se ha seleccionado como fluido de referencia dado que como se ha dicho sigue siendo mayoritario y además existe una amplia y extensa literatura acerca de sus propiedades y su utilización en equipos de refrigeración de todo tipo.

2.3.3. HC-R290 como refrigerante.

Debido al estado actual de las normativas referentes a la prohibición en breve plazo de los refrigerantes CFCs y HCFCs por su efecto nocivo sobre la capa de ozono y su contribución al efecto invernadero, se ha iniciado la búsqueda de posibles refrigerantes alternativos. Aunque muchos de estos han sido propuestos como posibles sustitutos de los CFCs, ninguno de ellos es considerado como totalmente satisfactorio. El temor a los posibles efectos medioambientales a largo plazo de nuevos compuestos químicos usados como refrigerantes ha dado lugar a que la tendencia genérica en toda Europa sea el estudio del posible uso de sustancias naturales como el CO₂, el amoníaco y los hidrocarburos. En particular el propano (R290) resulta un sustituto ideal para la mayoría de aplicaciones sobre todo de aire acondicionado.

Desde el punto de vista técnico, no son necesarios cambios tecnológicos importantes ya que el propano es perfectamente compatible con los materiales comúnmente usados en las instalaciones funcionando con R22, compresores herméticos, válvulas de expansión estándares para R22, tuberías de cobre,...son aptos para el propano, además, los lubricantes normalmente utilizados (aceites minerales y esteres) son aptos para funcionar con propano. La compatibilidad de los sistemas está demostrada por el hecho de que sistemas de R22 han sido realimentados con propano (drop-in systems) sin presentar ningún problema de funcionamiento y proporcionando prestaciones, sobre todo a nivel de eficiencia muy similares.

El propano, además de sus excelentes propiedades termodinámicas, tiene la ventaja de ser medio ambientalmente seguro. No afecta a la capa de ozono, no es tóxico, adicionalmente tiene un GWP de 3 muy bajo y en su descomposición no da lugar a productos irritantes o tóxico.

El único inconveniente del propano es su alta inflamabilidad y que es explosivo. El propano, dentro de la clasificación según el grado de peligrosidad, es un refrigerante del grupo tercero. Debido al reciente interés en el uso del propano y otros hidrocarburos inflamables como refrigerantes, actualmente, las normativas están cambiando en muchos países para permitir su uso bajo ciertas condiciones de diseño y operación.

2.3.4. HFC-R410A como refrigerante.

El R410A es el sustituto del R22 en nuevos equipos de aire acondicionado esta es la opción escogida por la mayoría de fabricantes asiáticos y también será seguido por los fabricantes estadounidense. El R410A Es una mezcla pseudo azeotrópica de HFC-32 y HFC-125 (50%/50%), siendo ambos hidrofluorcarbonos de forma que no contienen cloro por lo que su potencial de destrucción de la capa de ozono ODP es nulo, por lo tanto supone una alternativa al R22 más segura medioambientalmente hablando, y con mayores eficiencias en unidades optimizadas para su uso.

El R410A presenta las siguientes ventajas como sustituto del R22:

- Es una mezcla con comportamiento de fluido puro, casi azeotrópico, y tiene un deslizamiento de temperatura muy reducida de menos de 0.3°C, lo que lo hace mucho conveniente que las mezclas de HFC actualmente utilizados.
- Capacidad volumétrica superior (menor desplazamiento del compresor que para el R22).
- Mejor transferencia de calor que la del R22.
- Mejor COP del sistema.
- Amplia gama de aplicaciones.
- No inflamable.
- No tóxico.

Pero en contraposición presenta las siguientes inconvenientes:

- Si bien el ODP es nulo, el R410A tiene un GWP de 1725 Significativamente alto. De hecho en el protocolo de Kioto fue incluido dentro de los gases con efecto invernadero y por lo tanto de uso restringido.
- Las presiones de operación son significativamente superiores por lo que se requiere el rediseño del sistema y los componentes.

El R410A no es un refrigerante “drop-in”, sólo puede ser utilizado en equipos especialmente diseñados para su utilización.

Capítulo 3. Antecedentes

Debido a los complejos procesos que ocurren dentro de los dispositivos de expansión, existe una gran cantidad de literatura publicada referida al estudio teórico y experimental de estos dispositivos. Las primeras investigaciones han sido centradas en el flujo bifásico vapor-agua para sistemas de refrigeración de los reactores nucleares. Después, subió el interés de estudiar el flujo de refrigerantes a través de los dispositivos de expansión por su papel fundamental en la industria del aire acondicionado y la refrigeración. Podemos encontrar muchas correlaciones empíricas para la predicción del flujo másico pero hasta la fecha, nadie ha desarrollado una relación fundamental que maneja con precisión varios refrigerantes y diferentes condiciones de contorno. Recientemente, debido al rápido progreso de la tecnología, los estudios de los modelados ya no se limitan a dispositivos de expansión con sección constante como tubos cortos y capilares, sino también a válvulas de expansión con sección variable como las válvulas termostáticas y electrónicas.

El estudio de los dispositivos de expansión, inevitablemente, está relacionado con temas complejos, como son flujo bifásico, flujo crítico, cavitación, autovaporización “Flashing”, líquido metaestable, nucleación, y por lo tanto se hace necesario realizar una revisión bibliográfica sobre éstos temas. En este

capítulo se realiza una revisión en profundidad del amplio conjunto de artículos publicados que tratan estos temas en procesos de expansión gradual o súbita.

Bolstad y Jordan [1948] fueron los primeros que instrumentaron tubo capilar para medir su temperatura y presión. Ellos usaron R12 en este estudio. Los perfiles de temperatura y presión mostraron un perfil de acuerdo con los mostrados por **Swart** [1946] anteriormente. En este estudio no hubo indicios de la existencia de flujo metaestable. El estudio mostró una caída de presión abrupta entre la salida del tubo capilar y la entrada del evaporador, indicando la presencia de flujo crítico o estrangulado. Los resultados con entrada subenfriada mostraron un buen ajuste con las tendencias publicadas por **Lathrop** [1948]. También observaron que para refrigerantes puros los flujos máxicos fueron alrededor de un 8 % más bajos que con aceite. Además, propusieron unas correlaciones para el cálculo de factores de fricción para flujo monofásico y bifásico para refrigerantes y agua.

Baily [1951] realizó un estudio sobre flujo de agua saturada y ligeramente subenfriada a través de tubos cortos con $5 < L/D < 20$, y observó cuatro patrones de flujo como se muestra en **la figura 3.1**. Para bajas presiones diferenciales, la curva AB presenta una relación directa entre el caudal y la presión diferencial, donde el fluido está todavía en estado monofásico subenfriado. Entre las curvas

B y C aparecía una inestabilidad de flujo, donde la presión en la vena contracta estaba variando muy cerca de la presión de saturación correspondiente a la temperatura de entrada. En la zona BC el punto de funcionamiento se estaba desplazando hacia atrás y adelante entre la curva AB y CD. Tras una reducción adicional de la presión aguas abajo, el flujo restableció su relación proporcional con la presión hasta alcanzar el punto D, donde el flujo se convirtió a flujo sónico (línea DE). También desarrolló un modelo para la predicción del gasto másico sónico teniendo en cuenta líquido metaestable y la autovaporización “Flashing”.

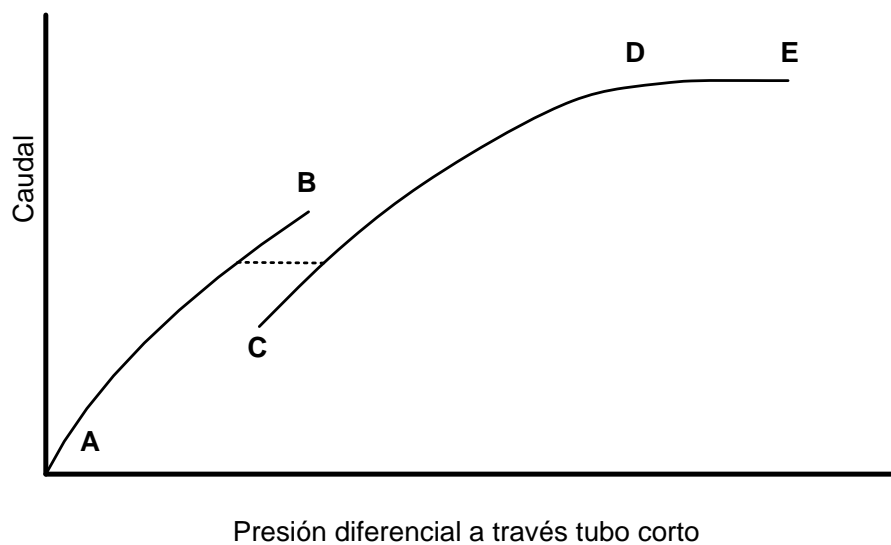


Figura 3.1: Curva característica del flujo a través de tubo corto con presión aguas arriba constante.

Zaloudek [1963] investigó el flujo de agua a través de tubos cortos con $L/D < 6$. Obtuvo la misma curva que la mostrada en **figura 3.1**, sin embargo notó una operación estable en la zona BC como la que se ha representado con línea de puntos en la **figura 3.1**, y por lo tanto una transición ha sido continua desde la curva AB hasta CD. Zaloudek denominó esta zona BC primera etapa de flujo crítico (First-stage choking), y a segunda etapa de flujo crítico a la zona DE.

Pasqua [1953] estudió el flujo de refrigerante R12 a través de tubos cortos con $4 < L/D < 24$. Para fluido R12 subenfriado, encontró la misma curva de operación que la de **figura 3.1**. Mediante la utilización de tubos cortos de vidrio, y las fotografías demostró la existencia de autovaporización cuando la presión aguas abajo esta cerca o debajo de la presión de saturación correspondiente a la temperatura de entrada. El fluido dentro del tubo corto fue descrito como liquido metaestable, donde el núcleo líquido estaba rodeado por un anillo de fluido bifásico. Además, desarrolló un modelo de flujo del R12 en saturación para tubo corto.

Goldstein [1981] produjo ya un modelo para ordenador para un tubo capilar adiabático. Este modelo permitía considerar dos situaciones: 1) flujo no crítico donde la presión del flujo converge hacia la presión del evaporador, o 2) flujo crítico donde se asumen condiciones sónicas a la salida del tubo capilar. No se

realizaron correcciones para flujo metaestable puesto que su evaluación era desconocida. El modelo estaba en un rango dentro del 5 % de las gráficas de la ASHRAE para el diseño de tubos capilares, pero no se generaron nuevos datos para la verificación del modelo.

Domanski [1983] desarrolló un modelo teórico para flujo capilar asumiendo un proceso isoentálpico y un modelo de flujo homogéneo. El factor de fricción fue calculado a partir de una correlación para líquido en función del número de Reynolds y para flujo bifásico un factor de fricción calculado a partir del número de Reynolds y el título a la entrada en combinación con un modelo de viscosidad bifásica. Además consideró despreciable el efecto de la metaestabilidad en la predicción del flujo másico a través del capilar y se incluyeron cálculos para casos con entrada subenfriada o bifásica. Usó el criterio de Fanno para verificar el caso de flujo bloqueado. Este modelo fue incluido dentro de un modelo completo de simulación de un sistema de refrigeración. El modelo fue verificado con resultados experimentales obtenidos a partir de sistemas de refrigeración completos.

Krakow y Lin [1988] estudiaron la expansión de R12 a través de tubos cortos con $2 < L/D < 7$. También confirmaron la existencia de flujo bloqueado ya que el

flujo no depende de presión agua abajo. Además desarrollaron un modelo para predecir el gasto másico teniendo en cuenta el subenfriamiento aguas arriba.

Aarón y Domanski [1989]-[1990]. Este trabajo está bien referenciado debido a la gran base de datos experimentales utilizados para desarrollar un modelo de flujo a través de tubos cortos, similar al usado para capilares (**ASHRAE 1988**). Además, destaca por las importantes observaciones hechas por los autores de este trabajo. Este estudio consistió en la caracterización experimental del flujo a través de tubos cortos para R22, y también comprobando el efecto de parámetros primordiales: la presión aguas arriba de 1448 kPa a 2006 kPa, presión aguas abajo de 345 kPa a 827 kPa, subenfriamiento de 5.6 °C a 13.9 °C, diámetro de 1.11 mm a 1.72 mm, longitud de 9.53 mm a 25.4 mm, y finalmente el efecto de chaflán tanto de entrada como de salida. Los autores observaron el aumento del caudal másico con la presión aguas arriba, subenfriamiento, diámetro y solamente con chaflán de entrada, mientras que el chaflán de la salida no tuvo impacto sobre el flujo. Como era de esperar el caudal másico resultó inversamente proporcional a la longitud. Otra observación relevante es que el flujo bloqueado puede variar 3-8 % dependiendo de la presión aguas abajo para las condiciones ensayadas, por lo tanto es flujo bloqueado no ideal.

$$\dot{m} = C_f A \sqrt{2\rho(P_1 - P_2)} \quad (3.1)$$

Debido a las dificultades para determinar el título de vapor del fluido, la temperatura y la velocidad sónica dentro del tubo capilar, los autores usaron la ecuación 3.1 de orificio simplificada (ecuación de Bernoulli) para desarrollar un modelo semi-empírico del flujo a través de los tubos cortos. Para poder aplicar la ecuación 3.1 de fluido incompresible, tuvieron en cuenta la presión P_1 aguas arriba y la presión P_2 en la entrada del tubo corto justo antes de la aparición del flashing, donde P_2 fue calculada a partir de una correlación con la presión de saturación, subenfriamiento, la proporción L/D y la presión aguas abajo (o de evaporación). Finalmente representaron los resultados en curvas para determinar unos factores de corrección en función de la geometría del tubo, del subenfriamiento y el chaflán de entrada para predecir el caudal másico.

Kuel y Goldschmidt [1990]-[1991] realizaron un trabajo extensivo usando como refrigerante R22. En una primera publicación [1990] presentaron los datos experimentales obtenidos y en una segunda publicación [1991] presentaron un modelo matemático que contrastaron con los datos obtenidos anteriormente. La región de líquido subenfriado fue caracterizada por una caída de presión lineal y un flujo isotérmico. El refrigerante fue considerado incompresible en esta región, y usaron el factor de fricción de Moody (aunque se presenta alguna incertidumbre para diámetros pequeños). En la región bifásica, asumieron un modelo de flujo homogéneo, adiabático e isoentálpico. En el factor de fricción bifásico usaron una viscosidad homogénea basada en el modelo de McAdams. La

solución involucra un proceso iterativo y para ello usaron el método de Runge-Kutta de cuarto orden. La iteración finalizaba cuando se alcanzaba la presión en el evaporador o condiciones críticas. Para la condición de flujo crítico usaron el criterio de Lahey y Moody. El flujo metaestable fue incluido imponiendo una caída de presión adicional hasta la vaporización de 216.4 kPa. Este modelo por algún tiempo fue considerado como mucho más exacto que las predicciones obtenidas a partir de las gráficas de la ASHRAE, pero admitieron en trabajos posteriores que en la región metaestable se requerían mejoras en la estimación.

Li et al. [1990] presentaron los primeros estudios de flujo metaestable en tubos capilares. Un tubo capilar instrumentado permitió conocer las características del flujo metaestable. Los resultados mostraron que la longitud de líquido metaestable y la presión de vaporización disminuían con el incremento del diámetro del capilar. Esto fue atribuido a una mayor turbulencia en tubos capilares de mayor diámetro. Se presentaron fluctuaciones de presión en menor grado en tubos de cobre que de vidrio y asumieron que se presentaba un mayor efecto amortiguador en los tubos de cobre debido a su mayor rugosidad. También encontraron que el efecto de metaestabilidad se incrementaba con el aumento del flujo másico. Presentaron una teoría sobre el efecto positivo de la rápida despresurización sobre los efectos negativos de las fuertes fluctuaciones de presión. Usaron el trabajo de **Alamgir y Lienhard** [1981] sobre el efecto de la despresurización rápida en agua caliente para soportar esta teoría. Mostraron que

la despresurización decrecía con el aumento del subenfriamiento a la entrada del capilar, debido a que a más altos grados de subenfriamientos el punto de flash se ubica más cerca del plano de salida, ocasionando una mayor fluctuación en la presión y por consiguiente reduciendo la despresurización. En un trabajo posterior, **Chen Z.H. et al.** [1990], presentó una correlación que intentaba predecir la condición de flujo metaestable de R12 en tubos capilares. Esta correlación está basada en la teoría de la nucleación heterogénea y más tarde **Chen D. et al.** [2001] utilizó la misma correlación para calcular el efecto de la metaestabilidad en tubos capilares diabáticos usando el refrigerante R134a como medio de trabajo. La correlación comprende la multiplicación de dos factores adimensionales para obtener el número de Gibbs. La correlación resultante muestra un alcance limitado, aplicable para diámetros pequeños, consiguiendo una estimación aceptable, dentro de un 25 % de la despresurización medida.

Kim [1993], amplió y desarrolló más el trabajo presentado por Aarón y Domanski, [1989]-[1990]. Estudió el flujo a través de tubos cortos ($5 < L/D < 20$) para R22 y R134a, e incluyó el efecto de entrada bifásica con título de vapor variando de 0 a 10 %, y la influencia de la concentración de 2.1 % a 5.1 % de lubricante sobre el caudal másico. Observó la disminución del caudal con el aumento del título de vapor debido al aumento de la fracción de huecos en la entrada, pero cuando el subenfriamiento y el título de vapor se acercan a cero, el caudal másico se converge para diferentes valores de presión aguas arriba. Por

lo tanto, para la zona de bajos enfriamientos y títulos de vapor, la presión aguas arriba tiene menos efecto sobre el caudal. Tras realizar un estudio visual con tubos cortos de vidrio junto con los datos experimentales medidos del perfil de presión a lo largo del tubo corto, confirmó el retraso del punto de vaporización y la existencia del líquido metaestable en la entrada del tubo corto, y que el punto de aparición de autovaporización “flashing” se va moviendo hacia la entrada del tubo corto con la disminución del grado de subenfriamiento. Por lo tanto, el flashing ocurre generalmente muy cerca de la salida del tubo corto para subenfriamientos elevados. Finalmente, agregó al modelo semi-empírico presentado por Aarón y Domanski [1990], unos factores adimensionales de corrección relacionados con la entrada bifásica del flujo al tubo corto.

Melo et al. [1994] presentó una investigación sobre tubos capilares que incluyó el estudio del efecto de la longitud, el diámetro, grado de subenfriamiento y el tipo de refrigerante sobre el flujo másico a través del tubo capilar. La investigación fue realizada con dos refrigerantes: R12 y R134a. Aunque se recopiló una gran cantidad de datos, no se presentó ninguna herramienta para el diseño de tubos capilares. Posteriormente en [1999], Melo presentó otro estudio sobre tubos capilares evaluando el efecto de la longitud del capilar, el diámetro, el grado de subenfriamiento, la presión de condensación para tres refrigerantes R12, R134a y R600a incluyendo condiciones de flujo estrangulado. Finalmente,

mediante un análisis adimensional, propusieron una correlación para evaluar el flujo másico a través del capilar.

Vance y Dennis [1998] presentaron una investigación experimental realizada con R407C sobre tubos cortos con $6.5 < L/D < 23.2$ que incluyó el estudio del efecto de la presión aguas abajo, la presión aguas arriba, desde 1524 kPa a 2271 kPa, título de vapor y subenfriamiento de 5% a 11.1°C, longitud de 12.7 mm a 25.4 mm, diámetro de 1.09 mm a 1.94 mm, y la concentración de lubricante hasta 1.1%. Finalmente, usaron el modelo semi-empírico desarrollado por Kim [1993] para predecir el caudal y compararlo con los datos experimentales.

Liu et al. [2004] realizó un estudio experimental del R744 (CO₂) a través de tubos cortos con $8.02 < L < 25.42$ mm y $0.83 < D < 1.53$ mm. A diferencia de los trabajos realizados anteriormente con otros refrigerantes (entre otros R12, R22, R134a, R407C, R410A,..) a través de tubos cortos con entrada de fluido subenfriado o bifásico, el R744 tiene propiedades diferentes al poder trabajar por encima de su temperatura y presión crítica (31.03°C y 7.383 MPa) y su ciclo es transcrito. Al aumentar la presión aguas abajo de 3.02 MPa a 5.03 MPa, el gasto másico solamente varió un 2 % indicando la presencia de flujo bloqueado, lo que fue confirmado también por los datos experimentales del perfil de presión a lo largo de tubo corto. El autor observó el aumento de caudal con la presión

aguas arriba (7.55 MPa a 10.24 MPa) y diámetro del tubo, pero su disminución con el aumento de temperatura de entrada (35.3°C a 45.5°C) y la longitud del tubo, mientras que no encontró efecto apreciable, ni del chaflán de entrada, ni del de salida sobre el caudal. Finalmente, desarrolló un modelo semi-empírico partiendo de la ecuación 3.1 y correlacionando P_2 con la presión crítica como referencia, presión aguas arriba, temperatura de entrada, diámetro y la proporción L/D . los resultados del modelo fueron comparados con los datos experimentales resultando una precisión de $\pm 10\%$.

JONGMIN et al. [2004] desarrollaron una correlación generalizada para predecir el caudal másico a través de tubos cortos, tanto para entrada de flujo subenfriado de 0.1 °C a 20 °C como para flujo bifásico con títulos de vapor de 1% a 30 %. Para llevar a cabo este trabajo, los autores recopilaron los datos experimentales obtenidos de los artículos publicados anteriormente para diferentes refrigerantes como R12, R22, R134a, R407C, R10A y R502 con un total de 2126 puntos experimentales. La base de datos cubre un amplio rango de condiciones de operación con temperatura de condensación desde 34°C hasta 54°C, y también diferentes configuraciones de tubos cortos con longitud desde 9.5 mm hasta 25.4 mm y diámetro desde 1 mm hasta 2 mm. La correlación fue derivada a partir de la ley potencial aplicando el teorema **PI Buckingham** [1914] para reducir el problema dimensional a otro adimensional con menos parámetros.

La desviación relativa del caudal calculado con esta correlación fue de -21 % a 18 %.

Ma Shanwei et al. [2005] presentaron un estudio del flujo subenfriado, desde 1.5 °C hasta 10 °C, a través de diferentes válvulas de expansión electrónicas con R22, R407C y R410A. Los datos experimentales mostraron el aumento del coeficiente de flujo con el grado de subenfriamiento y la temperatura aguas abajo (o de evaporación), mientras disminuye con el crecimiento del área de la válvula y la temperatura de condensación (o presión de condensación). Para este estudio el valor del coeficiente de flujo calculado a partir de la ecuación 3.1 estaba dentro del rango de 0.5 a 0.73. Los autores desarrollaron dos correlaciones para predecir el coeficiente de flujo a partir de la ecuación de orificio 3.1 y los datos experimentales medidos. La primera correlación se basa en el teorema Pi Buckingham con una desviación relativa de -18.85 % a 14.66 %. Mientras que la segunda fue polinomial con un desviación relativa de -10.58 % a 9.88 %, mejor que la primera.

Zhang Chuan et al. [2006] publicaron un trabajo experimental acerca de una válvula de expansión electrónica con R22 y R407C. Este estudio incluyó el efecto de la presión aguas arriba, el grado de subenfriamiento, la presión aguas abajo y el área mínima de paso. Los resultados confirmaron la existencia del

flujo estrangulado no ideal para presiones aguas abajo inferiores a la de saturación correspondiente a la temperatura de entrada. Finalmente, desarrollaron una correlación adimensional para predecir el caudal másico, basándose en el teorema Pi Buckingham y los parámetros experimentales medidos. La desviación relativa del error del caudal calculado fue de -10.74 % a 9.26 % para el R22, y de -14.20 % a 22.1 % para el R407C. Encontraron que la distribución del error en función de la apertura de la válvula mostrando mayor dispersión para las pequeñas aperturas, lo que parece indicar un cambio de las características del flujo circulante a través de la válvula cuando el área de paso cambia a partir de un cierto valor.

Chasik Park et al. [2007] investigaron la caracterización de flujo subenfriado de R22 y R410A, a través de seis tipos de válvulas de expansión electrónicas con diferentes geometrías. Confirmaron el aumento de caudal con el crecimiento de la presión aguas arriba, grado de subenfriamiento y la apertura de la válvula. Basándose en los datos experimentales, se desarrolló mediante la modificación de la ecuación de orificio 3.1 y la ley de potencia (Pi Buckingham) una correlación empírica adimensional para la predicción el coeficiente de flujo, C_f . La correlación presentada del coeficiente de flujo permitió la predicción del gasto másico calculado a partir de la ecuación 3.1 con una desviación relativa al gasto másico medido del ± 15 %.

Chen Liang et al. [2009] realizaron un estudio experimental sobre el flujo circulante a través de una válvula de expansión electrónica con los refrigerantes R22, R407C y R410A. Los autores investigaron el efecto del área de paso, los grados de subenfriamiento, presión aguas arriba, y presión aguas abajo sobre los grados de metaestabilidad definidos como $(P_{\text{sat}} - P_2) / P_{\text{sat}}$. Donde P_2 fue calculada a partir de la ecuación 3.1 con un valor de C_f de 0.956. Presentaron una correlación semi-empírica basándose en los datos experimentales y el teorema Pi Buckingham para predecir la presión metaestable, P_2 , y luego calcular el caudal másico mediante la ecuación 3.1. La desviación relativa de esta correlación fue de -7 % a 10 %, reflejando una mejora en comparación con trabajos anteriores.

Zhen Tian et al. [2015] estudiaron el efecto de la presión aguas arriba, el grado de subenfriamiento, la presión aguas abajo y la apertura de paso sobre el gasto másico del R134a a través una válvula de expansión electrónica. En esta investigación la predicción del caudal másico circulante a través las válvulas de expansión electrónicas se llevó a cabo usando dos diferentes tipos de correlaciones adimensionales, la primera la ley de potencia (PI Buckingham) y la segunda las Redes de Neuronas Artificiales RNA (Artificial Neural Network ANN). La base de datos experimentales usada en el desarrollo de las correlaciones para predecir el caudal másico, incluyó los datos propios de este trabajo para el refrigerante R134a, y también los datos disponibles en la literatura

para R22, R407C y R410A. Aunque las dos correlaciones presentaron una desviación relativa al gasto másico medido del $\pm 20 \%$, el promedio de la desviación relativa del método RNA fue mejor con 3.97% mientras que el PI Buckingham reflejó 6.60% .

Aunque hay una gran cantidad de literatura sobre el flujo circulante a través de dispositivos de expansión, la mayoría de estudios, sobre todo los más antiguos, se basan en el flujo de agua. En el presente trabajo hemos enfocado nuestra revisión bibliográfica fundamentalmente a la expansión de refrigerantes en tubos cortos y válvulas de expansión, ya que es el objeto de la tesis doctoral, dejando aparte la expansión en tubos capilares dado que el flujo en estos tubos es muy diferente al de los otros dispositivos de expansión estando fundamentalmente controlado por la fricción en el interior del tubo capilar.

De la revisión bibliográfica realizada podemos extraer las siguientes conclusiones:

- El flujo a través de una válvula de expansión es similar a la de tobera convergente-divergente, con una expansión brusca en la descarga.
- A la salida de la tobera el líquido se encuentra en un estado metaestable por debajo de la presión de saturación al haber sufrido una despresurización súbita en el tramo convergente. A este proceso se le reconoce con el nombre de flashing o autovaporización.

- La aparición del punto de autovaporización está aguas abajo de la garganta en la cámara de descarga.
- La ecuación de Bernoulli es válida mientras hay fluido incompresible y esto ocurre en la mayor parte del tramo convergente. La incógnita más importante es cuál es la presión del fluido en la sección mínima del flujo, ya que es claramente diferente de la presión de descarga.
- El gasto másico disminuye muy poco con el aumento de la presión aguas abajo, cuando es menor que la de saturación, por lo que claramente se trata de flujo bloqueado.
- La mayoría de los modelos publicados, sobre todo los aparecidos recientemente en la literatura, están basados en las correlaciones semi-empíricas adimensionales, por lo que estén fuertemente restringidos a las geometrías y fluidos refrigerantes, y condiciones de operación ensayadas.
- El gasto másico aumenta con el grado de subenfriamiento, Esto retrasa el flashing y reduce el título de vapor a la salida. El punto de comienzo del flashing se mueve hacia la salida con los grados de subenfriamiento.
- El gasto másico aumenta con la elevación de la presión aguas arriba.
- El gasto másico es proporcional al área mínima de paso que esté relacionada con la sección de paso efectiva de la válvula.
- El gasto másico es función obviamente de las propiedades de los refrigerantes.

Capítulo 4. Modelado de flujo másico incompresible y compresible a través de un orificio

En este capítulo se describe el cálculo del flujo incompresible y compresible circulante entre dos volúmenes. Los volúmenes están conectados mediante el elemento orificio. Cuando se produce un flujo de alta velocidad a través de orificios se producen fenómenos de desprendimiento y estrechamiento de vena y además las velocidades de circulación pueden ser elevadas, pudiendo llegar a alcanzar en determinados casos condiciones sónicas. La completa modelización de estos elementos requeriría la resolución de las ecuaciones de flujo en tres dimensiones. Ello se puede realizar utilizando técnicas CFD con esquemas que sean capaces de captar ondas de choque y condiciones supersónicas. En general, el uso de técnicas CFD en el cálculo de estos elementos es indicado sólo para estudios concretos y muy definidos sobre las características del fluido en estas restricciones.

Las soluciones que se obtienen hoy en día para flujo incompresible y compresible son buenas y de hecho tienen la precisión suficiente para poder asistir con éxito el diseño de estos dispositivos. Sin embargo, en el caso de flujo bifásico, y sobre todo en el caso que nos ocupa, en el que se dan condiciones de flujo metaestable, el cálculo CFD está todavía lejos de poder generar resultados

con precisión suficiente. Por otro lado, el problema se vuelve muy complejo y requiere un gran esfuerzo computacional.

De cualquier modo, aunque el cálculo CFD va ganando terreno, y va resultando cada vez más útil, este tipo de modelo requiere tanto esfuerzo computacional que lo hace sólo recomendable para estudios muy específicos de detalle.

Los modelos de cálculo para asistir el diseño de los sistemas de refrigeración requieren un tiempo de cálculo muy rápido. Por ello, el planteamiento usado generalmente para el cálculo del gasto másico circulante a través de orificios o restricciones, es suponer condiciones estacionarias en los volúmenes conectados y asumir flujo unidimensional con una evolución isentrópica del flujo hasta la sección de paso mínima del mismo. La diferencia entre la sección de paso mínima vena contracta del flujo y la sección de paso mínima geométrica del orificio debida a la desviación del comportamiento isentrópico y a los efectos tridimensionales del flujo se corrige ajustando los cálculos mediante un coeficiente de flujo determinado experimentalmente. El coeficiente de flujo es un valor que fundamentalmente depende de la geometría del orificio y débilmente del número de Mach del flujo. Esta aproximación al problema conlleva un mínimo tiempo de cálculo combinada con una precisión alta al estar el resultado ajustado experimentalmente.

4.1. Flujo incompresible

En el flujo incompresible a través de una válvula de control u orificio el fluido se acelera debido a la disminución de la sección de paso, debiendo tomar la energía necesaria para la aceleración de la energía de presión del líquido. Una vez atravesada la contracción que supone la válvula se recupera parte de esta energía, mientras que la otra parte se pierde en forma de calor por rozamiento cuando el flujo se reordena en la tubería de aguas abajo. La **figura 4.1** muestra de forma esquemática la evolución de la presión a través de una válvula u orificio.

Si aplicamos la ecuación de Bernoulli a lo largo de una línea de corriente entre la sección 1 y 2, donde se localizaría la sección mínima del chorro de salida tendremos:

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho U_1^2 = P_2 + \frac{1}{2} \rho U_2^2 \quad (4.1)$$

Donde la variación de energía potencial gravitacional se ha despreciado al estar los puntos 1 y 2 en la misma altura en un tubo horizontal, o a cotas muy similares.

Combinando la ecuación de continuidad ($AU = cte$) con la ecuación de Bernoulli 4.1, obtendremos la siguiente ecuación del gasto másico circulante:

$$\dot{m} = A_2 \sqrt{2\rho\Delta P} \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{A_2^2}{A_1^2}}} \quad (4.2)$$

Donde $\Delta P = P_1 - P_2$

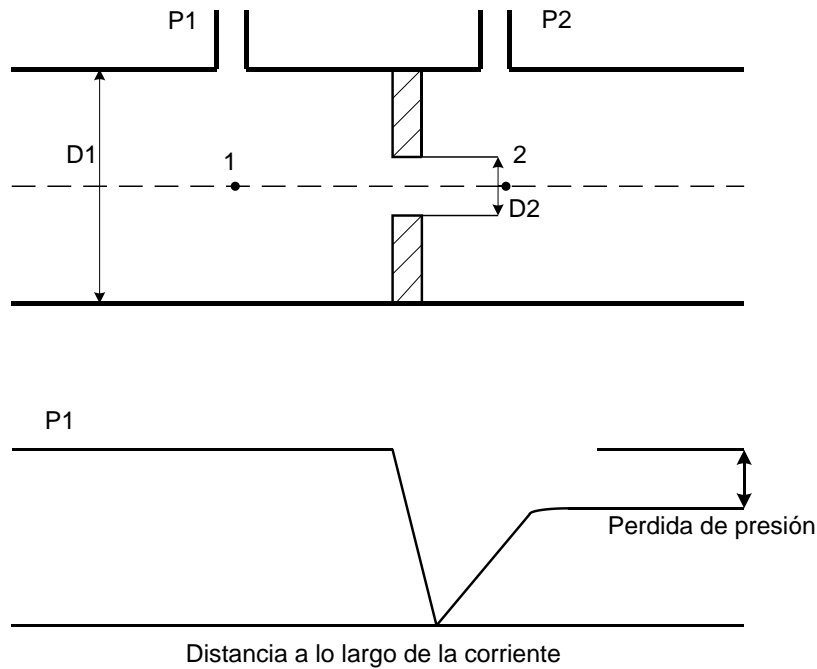


Figura 4.1: Perfil de presión en las distintas secciones del flujo.

La ecuación permite calcular el caudal circulante si suponemos que la presión en la garganta es coincidente con la presión aguas abajo y que la sección de la garganta coincide con la del orificio.

Dado que normalmente la sección de aguas abajo es mucho más pequeña que la de aguas arriba, el valor $1 - A_2^2/A_1^2$ es despreciable para válvulas y orificios, por lo tanto se puede calcular el gasto másico teórico de un fluido ideal a través de una válvula con la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{g,ideal} = A_g \sqrt{2\rho\Delta P} \quad (4.3)$$

El gasto másico real que atraviesa la restricción es siempre menor que el gasto másico teórico de la expresión 4.3 al considerar un fluido ideal. Para conseguir una buena estimación del gasto circulante se debe utilizar un coeficiente de flujo o de descarga ajustado a datos experimentales que viene definido por:

$$C_f = \frac{\dot{m}_{g,real}}{\dot{m}_{g,ideal}} \quad (4.4)$$

Dado que la diferencia entre el modelo de flujo planteado y el real se debe principalmente a que la sección mínima de paso del flujo en la vena contracta es inferior a la sección de garganta, el coeficiente de flujo se puede interpretar también como el coeficiente entre la sección equivalente del flujo y la sección geométrica de la garganta, es decir:

$$C_f = \frac{A_{eff}}{A_g} \quad (4.5)$$

4.2. Flujo compresible

Para flujo compresible el cálculo del gasto másico ideal circulante por el orificio hace uso de las siguientes hipótesis:

- En los volúmenes conectados existen condiciones estacionarias.
- El fluido es considerado un gas perfecto.

- El fluido sufre una evolución isentrópica hasta la sección mínima de paso.

La relación entre presión, temperatura y volumen de un gas real es compleja.

Afortunadamente, a excepción de presiones elevadas, el comportamiento de los gases se aproxima al gas ideal.

La ecuación de gas ideal (o perfecto) viene dada por:

$$P = \rho \frac{R}{M} T \quad (4.6)$$

P : Presión absoluta (Pa).

ρ : Densidad del gas (kg/m^3).

R : Constante universal de los gases ($8314 J/kmolK$).

M : La masa molar (kg/mol).

T : Temperatura absoluta (K).

En un proceso adiabático (sin absorción o cesión de calor) se cumple bien la ecuación 4.7

$$P\rho^{-k} = cte \quad (4.7)$$

Si la expansión se aproxima a un proceso adiabático reversible (isentrópico) el coeficiente adiabático k se transforma en la razón de los calores específicos γ

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (4.8)$$

C_p : Capacidad calorífica específica a presión constante (J/kgK).

C_v : Capacidad calorífica específica a volumen constante (J/kgK).

γ : Cociente entre los calores específicos a presión y volumen constantes.

Por otra parte, la aplicación de la ecuación de la conservación de la energía entre las condiciones aguas arriba y la propia garganta del orificio indica:

$$h_i = h_g + \frac{U_g^2}{2} \quad (4.9)$$

Donde el subíndice i hace referencia a las condiciones de parada aguas arriba y g a las condiciones en la garganta (**figura 4.2**).

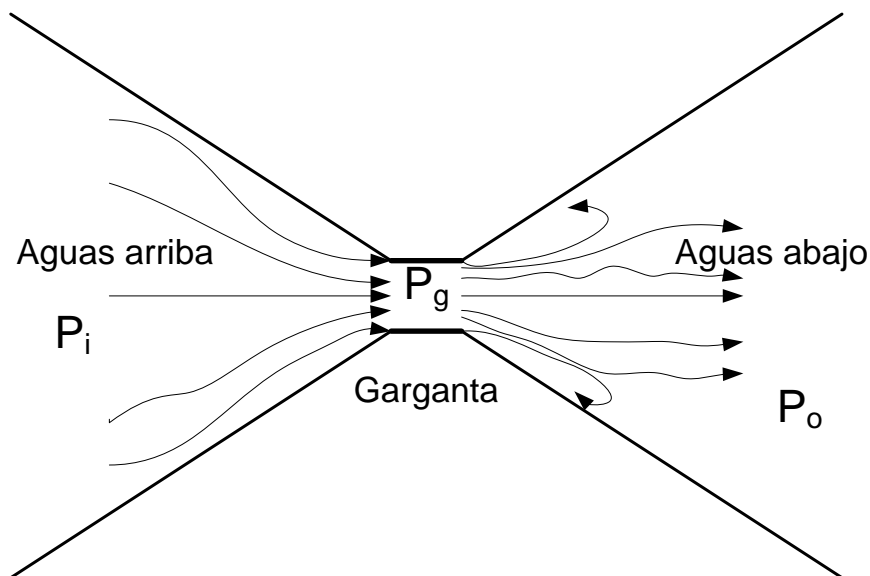


Figura 4.2: Esquema del flujo circulante a través de un orificio.

La ecuación anterior se puede simplificar con la hipótesis de gas perfecto. La entalpía de un gas perfecto es función únicamente de su temperatura. Así, la diferencia de entalpías entre las condiciones de remanso y las del orificio se puede expresar de la siguiente forma con la introducción del calor específico a presión constante:

$$h_i - h_g = C_p (T_i - T_g) \quad (4.10)$$

Con lo que la velocidad del fluido en el orificio se puede encontrar a partir de la siguiente expresión:

$$U_g = \sqrt{2C_p (T_i - T_g)} \quad (4.11)$$

El estado termodinámico del gas en la garganta corresponde a aquel con la misma entropía que las condiciones aguas arriba y la misma presión que aguas abajo. Usando la expresión de la evolución isentrópica del gas perfecto (ecuación 4.7 y 4.8) junto con la de estado (4.6) se puede calcular la temperatura en la garganta como:

$$T_g = T_i \left(\frac{P_o}{P_i} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_i \varepsilon^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.12)$$

Donde el subíndice o hace referencia a las condiciones aguas abajo de la garganta y ε es la relación entre la presión aguas abajo y la presión aguas arriba (P_o/P_i). Introduciendo esta temperatura en la ecuación (4.11) se puede llegar a:

$$U_g = \sqrt{2C_p T_i (1 - \varepsilon^{\frac{\gamma-1}{\gamma}})} \quad (4.13)$$

Y ahora introduciendo la relación PVT para gas perfecto:

$$T_i = \frac{P_i}{\rho_i R} \quad (4.14)$$

Obtenemos

$$U_g = \sqrt{2C_p \frac{P_i}{\rho_i R} (1 - \varepsilon^{\frac{\gamma-1}{\gamma}})} \quad (4.15)$$

Por último, introduciendo la relación de Mayer para gases perfectos:

$$C_p - C_v = R \quad (4.16)$$

Se obtiene finalmente una expresión para la velocidad que se alcanzaría siguiendo una expansión isentrópica hasta la presión de descarga en función de las condiciones aguas arriba y de la relación de presiones:

$$U_g = \sqrt{2 \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P_i}{\rho_i} (1 - \varepsilon^{\frac{\gamma-1}{\gamma}})} \quad (4.17)$$

Con lo que el gasto másico circulante por el dispositivo se calcularía como:

$$\dot{m}_{g, is} = \rho_g A_g U_g \quad (4.18)$$

Donde:

A_g es el área del orificio.

ρ_g es la densidad del fluido en la garganta.

Esta densidad se puede calcular igualmente a partir de la línea isentrópica que parte de las condiciones aguas arriba hasta la presión aguas abajo, es decir:

$$\rho_g = \rho_i \varepsilon^{\frac{1}{\gamma}} \quad (4.19)$$

La ecuación 4.17 es válida en condiciones subsónicas. Cuando la relación de presión ε desciende por debajo de la crítica se produce el bloqueo y en la garganta se alcanzan condiciones sónicas. La relación de presiones que hace que se produzca el bloqueo sónico si el proceso fuera isentrópico, tal como estamos suponiendo, es:

$$\varepsilon^* = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4.20)$$

Así la ecuación 4.17 sólo es válida cuando la relación de presiones es mayor que este valor. Cuando la relación de presiones es menor se produce el bloqueo sónico y entonces la velocidad en la garganta se calcula usando la expresión 4.17 donde se sustituye la relación de presiones por la relación de presiones sónica ε^* .

La precisión de la ecuación 4.17 en el cálculo del flujo másico circulante entre dos volúmenes es función del grado de certeza de las hipótesis previas consideradas.

La hipótesis de suponer condiciones estacionarias en los volúmenes es universalmente aceptada y usada, ya que el contorno donde se produce la aceleración del flujo es pequeño en relación a los volúmenes conectados y los efectos de inercia son despreciables.

La hipótesis de gas perfecto puede ser más discutible en este caso. Las presiones típicas que se alcanzan en el interior de una válvula de expansión pueden hacer que el comportamiento termodinámico del fluido circulante se aleje del comportamiento ideal de gas perfecto. Si la hipótesis de gas perfecto no fuera aplicable al fluido circulante el cálculo de la velocidad en la garganta del orificio se debería hacer a partir de la ecuación 4.9:

$$U_g = \sqrt{2(h_i - h_g)} \quad (4.21)$$

Donde la entalpía en la garganta se calcula conociendo la entropía aguas arriba y la presión aguas abajo:

$$h_g = h(s_i, p_o) \quad (4.22)$$

Conociendo la velocidad, es posible calcular el flujo másico circulante:

$$\dot{m}_g = \rho_g A_g U_g \quad (4.23)$$

Donde la densidad en la garganta se calcula de la misma forma que la entalpía en la garganta, en función de la entropía aguas arriba y la presión aguas abajo.

Las ecuaciones 4.21 y 4.23 son validas en el caso de que el flujo sea subsónico esto es:

$$U_g < U_s(s_i, p_o) \quad (4.24)$$

Donde U_s es la velocidad del sonido en la garganta.

Cuando la velocidad en la garganta calculada con la expresión 4.21 sea mayor que la velocidad del sonido, se produce el fenómeno de bloqueo sónico y la ecuación 4.21 no es válida para calcular este proceso. En estas condiciones sónicas la presión en la garganta no es la misma que la presión aguas abajo alcanzando el fluido esta presión después de un proceso de sobreexpansión en el chorro de salida. La presión en la garganta es posible calcularla sabiendo que en ella se alcanzan condiciones sónicas. La condición expuesta es posible plantearla usando la ecuación 4.21, sustituyendo la velocidad en la garganta por la

velocidad del sonido y la presión aguas abajo por la presión en la garganta desconocida:

$$U_g = U_s(s_i, p_g) = \sqrt{2(h_i - h_g(s_i, p_g))} \quad (4.25)$$

Despejando P_g de esta ecuación por un procedimiento iterativo, es posible calcular las condiciones termodinámicas en la garganta y el gasto másico circulante como:

$$\dot{m}_g = \rho(s_i, p_g) A_g U_s(s_i, p_g) \quad (4.26)$$

La principal razón de no usar las ecuaciones 4.21 y 4.23 es la dificultad computacional de calcular las funciones $h(s_i, p_o)$ y $\rho(s_i, p_o)$ y el hecho de que emplear un método iterativo en el cálculo de la velocidad en la garganta eleva de forma muy importante el tiempo de cálculo. Además, en la mayoría de condiciones en los que opera la válvula a estudio se comprobó que la diferencia entre suponer comportamiento ideal y comportamiento como gas real es muy pequeña.

La última hipótesis a discutir de entre las planteadas en la derivación de la ecuación 4.18 es la de la suposición de una evolución isentrópica hasta la garganta del orificio. Esta hipótesis se ha comprobado en numerosas ocasiones que es bastante acertada, en aquellos orificios en que la estrangulación se produce de forma gradual como es el caso de las toberas. En orificios bruscos la expansión no es isentrópica pero no se aleja demasiado del modelo ideal.

La mayor diferencia entre el modelo compresible descrito y la realidad radica en que en primer lugar el flujo no es unidimensional, y en segundo lugar, en que la sección mínima de paso del fluido (vena contracta) a la que se alcanza la velocidad sónica no coincide exactamente con la sección geométrica mínima del orificio sino que resulta algo menor y se encuentra aguas abajo de esta.

Como se ha comentado más arriba, la diferencia final entre el flujo real y el modelo de flujo adoptado se tiene en cuenta mediante un coeficiente de flujo, también llamado de descarga, que se ajusta a resultados experimentales y que tiene la siguiente definición:

$$C_f = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_{g,is}} \quad (4.27)$$

Donde $\dot{m}_{g,is}$ es el gasto másico calculado con la expresión 4.18 y \dot{m}_g es el gasto másico real circulante. El valor de este coeficiente de flujo depende fundamentalmente de la geometría del orificio y más débilmente del número de Mach en la garganta. Su determinación debe realizarse mediante ajuste a medidas experimentales de la válvula.

Si los efectos tridimensionales y la desviación con respecto a la evolución isentrópica son despreciables, la definición 4.27 puede interpretarse tal y como se ha comentado como la relación entre el área efectiva del flujo y el área de paso mínima del orificio, es decir:

$$C_f = \frac{A_{eff}}{A_g} \quad (4.28)$$

Capítulo 5. Análisis neumático e hidráulico de la sección efectiva de paso

5.1. Coeficiente de flujo

El coeficiente de descarga o de flujo, C_f , es un valor adimensional que permite el cálculo del gasto másico circulante por un orificio tal y como se ha definido en el capítulo anterior. Su valor máximo sería la unidad si no existiesen pérdidas y el flujo fuese unidimensional e isentrópico para fluidos compresible o flujo ideal para fluidos incompresible. Cuanto más se aproxima la geometría del orificio a una tobera convergente, el valor del coeficiente de flujo se aproximará mucho más a la unidad.

El coeficiente de flujo de una o varias válvulas en serie se puede determinar por medio de la relación que existe entre el gasto real que circula a través del conjunto y el que circularía en las mismas condiciones si el flujo evolucionará de forma teórica, como suma de una serie de procesos simples físicamente ideales.

Para la obtención del coeficiente de flujo será necesario conocer el valor del gasto real y del teórico, también denominado de referencia. El valor del gasto real únicamente es posible determinarlo experimentalmente. Las instalaciones empleadas para ello se denominan banco de flujo estacionario. El gasto de referencia o teórico, se determina mediante las expresiones para el cálculo de

evoluciones de flujo compresible o incompresible que se han descrito en el capítulo anterior con una relación de presiones igual a la real.

Para una válvula dada, el coeficiente de flujo dependerá de una forma muy importante del levantamiento de la misma, ya que de esto depende el estrangulamiento del flujo.

Por lo tanto para la determinación del coeficiente de flujo será necesario medir las variables que, de forma directa, intervienen en su determinación. Estas son básicamente el levantamiento, el salto de presiones a través de la válvula y el gasto másico circulante.

5.2. Descripción de la instalación del banco de flujo compresible

El banco de flujo estacionario del Instituto de Ingeniería Energética IIE empleado para la realización de los ensayos está situado en el departamento de Termodinámica Aplicada de la Universidad Politécnica de Valencia. **La figura 5.1** muestra una vista general de esta instalación. Dicha instalación consta básicamente de un equipo generador de flujo (que puede ser ó bien una soplante centrífuga, ó bien un compresor de paletas), de un depósito de remanso, y de un conjunto de conductos de diferentes diámetros en los que incorporan diafragmas calibradas de diferentes tamaños y, por último, un sistema de bridas mediante las cuales se acoplan los elementos a ensayar. La instalación debe ser capaz de

suministrar el flujo másico de aire suficiente para la caracterización de los diversos elementos que en ella van a ser ensayados.

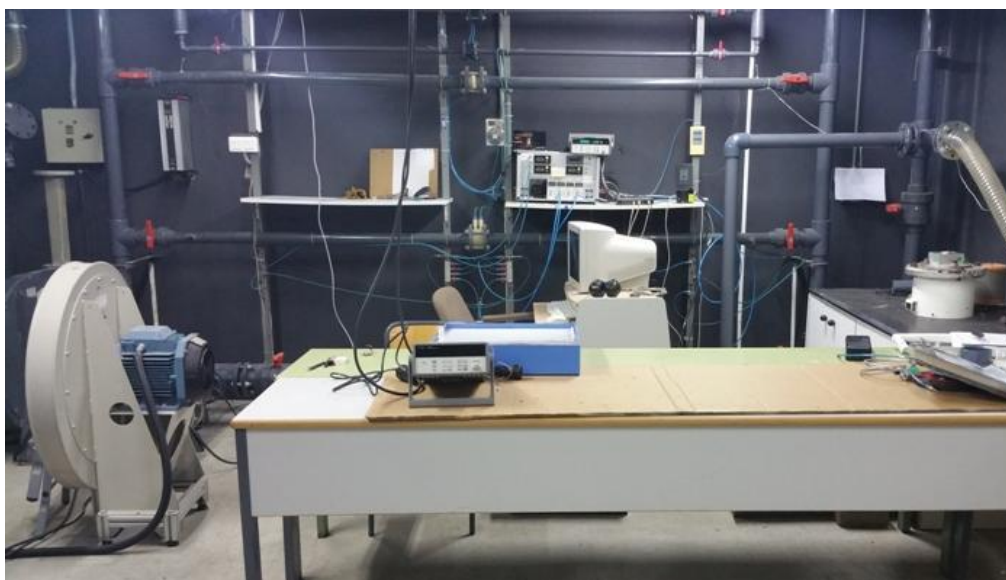


Figura 5.1: Vista general del banco de flujo estacionario

El compresor de paletas se encuentra ubicado en una habitación separada de la zona de medida. El compresor junto con los depósitos de remanso es capaz de crear una corriente de impulsión o aspiración regulable mediante un sistema de válvulas exenta de fluctuaciones, con un caudal máximo de $910 \text{ m}^3/\text{h}$, y una depresión máxima de 0.8 bar. En **la fotografía 5.2** se muestra el compresor. La **fotografía 5.3** muestra el sistema de válvulas que permiten configurar la instalación para medir en impulsión o aspiración. La línea negra de PVC que se observa en la fotografía es la entrada al compresor y el conducto blanco es la línea de salida.

Tanto la línea de entrada como la de salida están conectadas a sendos depósitos que amortiguan las posibles oscilaciones de presión en el flujo. En estos depósitos existen unas válvulas que envían el aire a la atmósfera o al circuito de medida según se quiera medir en aspiración o en impulsión. En la **fotografía 5.3** se puede observar la existencia de un radiador a la salida del compresor. Su función es enfriar el aire que sale del compresor que puede llegar a alcanzar temperaturas elevadas. Después del radiador hay un depósito de recogida de agua y un filtro de aceite.



Figura 5.2: Compresor de paletas usado para impulsar el flujo.



Figura 5.3: Control del tipo de flujo: aspiración ó impulsión.

El sistema compuesto por el compresor y los conductos de entrada y de salida se encuentran dispuestos en una sala insonorizada.

El elemento a medir se monta, en una brida (**figura 5.4**) y se conecta una de las cuatro líneas de medida disponibles. Debajo de la brida existe un depósito para medir la presión de remanso aguas abajo del elemento a caracterizar. Las líneas de medida de caudal (tubos horizontales) presentan en sus extremos dos válvulas de esfera las cuales permiten seleccionar la línea con el rango de medida adecuado, siendo este tipo de válvulas de las que proporcionan un cierre estanco.

Cada línea de medida dispone de un diafragma calibrado o de un dispositivo de flujo laminar, en su zona central, realizándose las siguientes mediciones:

- Presión y temperatura aguas arriba en la línea activa de medida.
- Caída de presión en el diafragma (elemento de flujo laminar) de la línea activa.
- Presión y temperatura ambiente.
- Presión y temperatura en el depósito de remanso



Figura 5.4: Brida de conexión del elemento a medir (válvula de expansión).

La regulación del caudal másico se realiza con la unión de conductos mostrados en la **fotografía 5.5**, simplemente por derivación desde la atmosfera de modo que el compresor siempre gira a la misma velocidad. El conducto blanco toma aire o descarga directamente a la atmósfera y los conductos grises conectan con las líneas de medida. La regulación se realiza mediante las dos válvulas que se ven en la **fotografía 5.5**, una de ellas se utiliza para la regulación gruesa y la otra se usa para la regulación más fina.

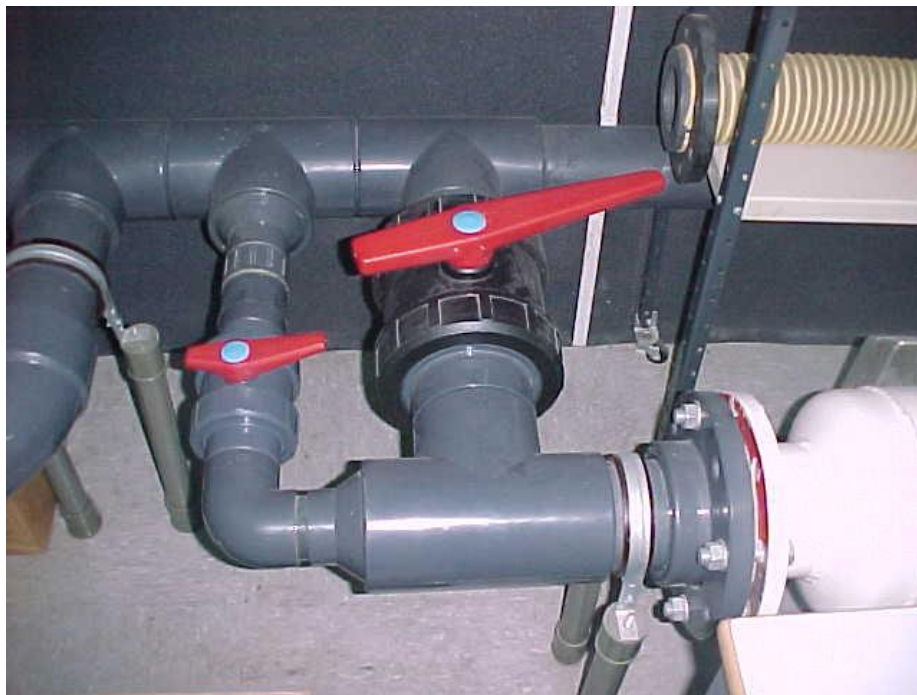


Figura 5.5: Sistema de válvulas que permiten el control de flujo circulante por la instalación.

Para medir la presión manométrica, o bien la diferencia de presión entre distintos puntos del banco de ensayo, se utilizan un conjunto de transductores de presión diferencial especiales que permiten cubrir el rango completo de presiones y caída de presión que aparecen en los ensayos. Al igual que la presión, es necesario medir la temperatura para determinar las propiedades del fluido en los puntos analizados. Esta medición se realiza mediante termopares, tipo T.

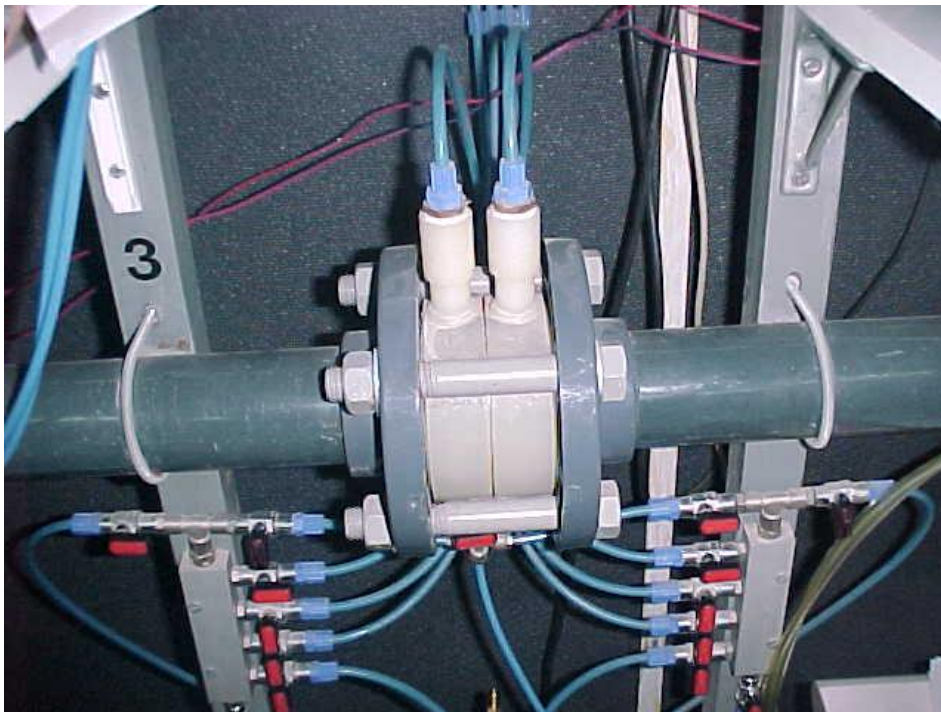


Figura 5.6: Diafragma calibrado con tomas de presión.

Debido a que los transductores miden presiones diferenciales, se precisa conocer la presión atmosférica con el fin de determinar las presiones absolutas del aire, lo que, junto con la temperatura, posibilita el cálculo de la densidad. Por otro lado, tanto la presión como la temperatura ambiente constituyen valores de referencia

de los ensayos, además de servir de control para que no se produzcan variaciones notables de las características del ensayo durante las pruebas. Las medidas se toman de una instalación meteorológica que este en la sala.

Tanto las presiones como las temperaturas son leídas mediante ordenador con una tarjeta de adquisición de datos. El caudal circulante de aire se conoce a través de la caída de presión en el diafragma calibrado (**figura 5.6**). La medición de la temperatura y caída de presión del aire a su paso permite el cálculo de la densidad en ese punto y así, el gasto másico circulante de aire se calcula como:

$$\dot{m} = \rho AU \quad (5.1)$$

Y como se conoce la presión atmosférica (aguas arriba en aspiración), la presión en el depósito (aguas abajo en aspiración), la temperatura atmosférica y la temperatura en el depósito, se calcula el gasto másico ideal que circularía por el elemento usando la ecuación definida en el capítulo 4.

$$\dot{m}_{g, is} = \rho_{is} A_{ref} \sqrt{2 \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P_i}{\rho_i} (1 - \varepsilon^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}})} \quad (5.2)$$

Donde

i es el subíndice que hace referencia a las condiciones aguas arriba del elemento a medir.

ε es el ratio entre la presión aguas abajo y la presión aguas arriba.

γ es el ratio de calores específicos que para el aire tiene un valor de 1.4.

ρ_{is} es la densidad isentrópica en la garganta calculada como $\rho_{is} = \rho_i \varepsilon^{\frac{1}{\gamma}}$.

A_{ref} es un área de referencia arbitraria del elemento a medir.

Finalmente el coeficiente de flujo del elemento en las condiciones de operación ensayadas se calcula como:

$$C_f = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{g,is}} \quad (5.3)$$

Se debe hacer notar que en esta definición el valor del coeficiente de flujo depende del área de referencia escogida en la ecuación 5.2 y por lo tanto al dar su valor se debe decir con qué área de referencia ha sido calculado.

Por ello, en muchas ocasiones, se prefiere evaluar directamente el área efectiva del elemento de la siguiente forma:

$$A_{eff} = \frac{\dot{m}}{\rho_{is} U_{is}} \quad (5.4)$$

La ventaja de esta definición es que no depende de ninguna referencia y es propia del elemento caracterizado.

5.3. Análisis neumático-experimental del área efectiva de paso de la válvula.

Para determinar el área efectiva de paso de la válvula de expansión a estudio se caracterizó en el banco de flujo estacionario instalándola entre la atmosfera y el depósito de remanso (tal y como puede verse en la **figura 5.4**).

En todos los ensayos, los elementos a medir se pusieron sobre una brida fijándola de tal forma que no se produjeran fugas o entradas de aire.

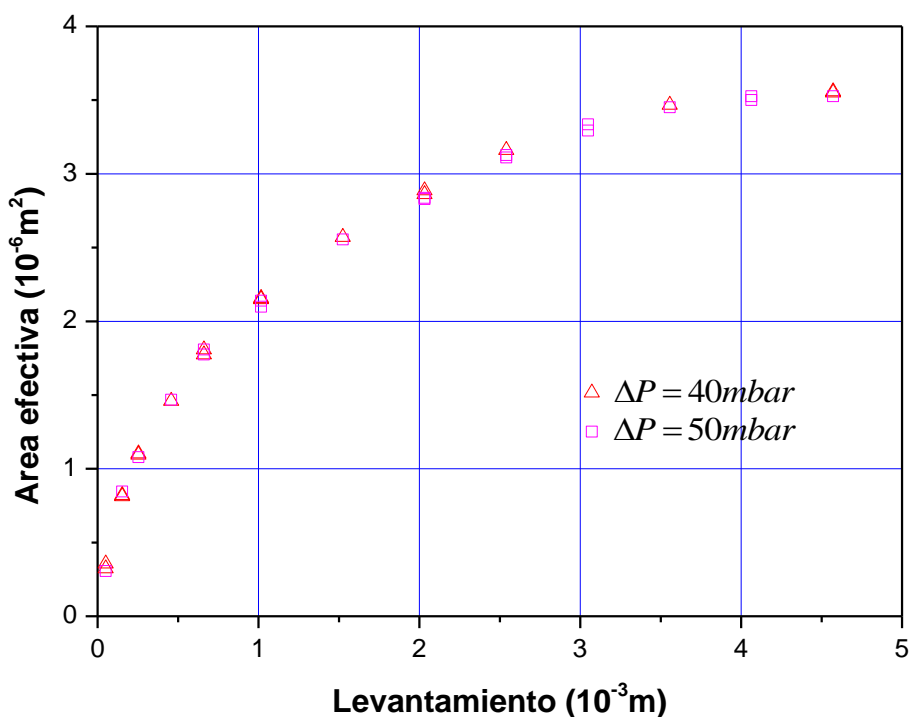


Figura 5.7: Área efectiva medida en el banco de flujo neumático.

La **figura 5.7** presenta los resultados obtenidos del área efectiva, calculada mediante la ecuación 5.4, en función del levantamiento para diferentes condiciones de caída de presión.

5.4. Descripción de la instalación del banco de flujo incompresible

Para la caracterización hidráulica de la válvula de expansión se realizaron una serie de ensayos, utilizando agua como fluido de ensayo, en el laboratorio del Departamento de Ingeniería Hidráulica de la Universidad Politécnica de Valencia. La instalación de ensayo utilizada fue conforme con la norma UNE-EN1267 (ver esquema en la **figura 5.8**). Los valores máximos de las incertidumbres permitidas para cada clase de medida, de acuerdo con esta norma, son:

- Presión aguas arriba, medida de presión diferencial de la válvula a ensayar y caudal: $\pm 2 \%$.
- Medida de temperatura: $\pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$.
- El fluido de ensayo debe ser agua a una temperatura entre $5 \text{ }^\circ\text{C}$ y $40 \text{ }^\circ\text{C}$.

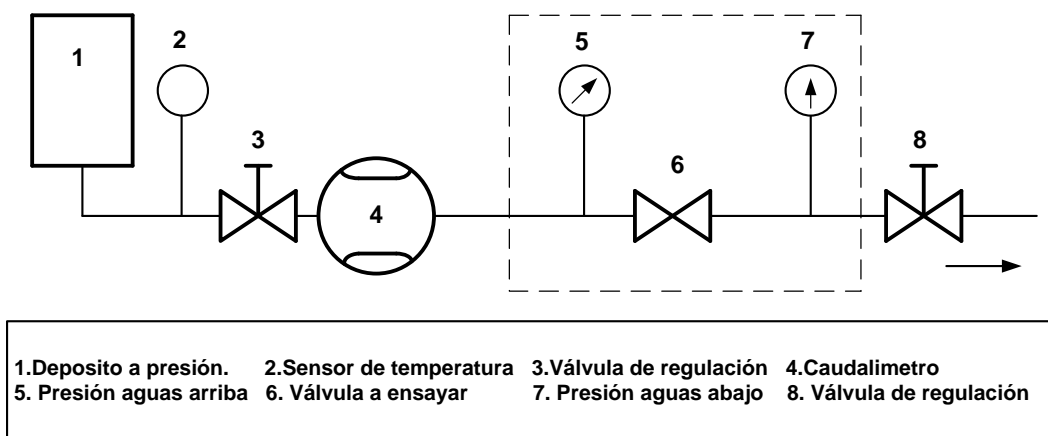


Figura 5.8: Esquema de la instalación de ensayo hidráulico.

La instalación de ensayo se compone de depósito a presión regulable para suministrar un flujo de agua a presión constante, termómetro para medir la temperatura del fluido, un caudalímetro tipo FLODIS clase C con una incertidumbre de menos de $\pm 2\%$ dentro de nuestro rango de medida del caudal másico circulante a través de la válvula de ensayo, y dos sensores de presión para medir la caída de presión en la válvula ensayada.

A diferencia de la norma UNE-EN1267 que recomienda el uso de sensores diferenciales, se pusieron dos sensores de presión tipo Fisher-Rosemount 3051 debidamente calibrados, que proporcionaban una incertidumbre en la medida de $\pm 0.02\%$, de forma que se minimiza el error. Estos mismos sensores son los que se utilizaron posteriormente en la instalación de caracterización de la válvula en la instalación experimental.

Las condiciones de ensayo se consideran de régimen permanente si las variaciones de cada medida, observadas en el punto de ensayo durante al menos 10 s, no exceden del 1.2 % (diferencia entre las lecturas mayor y menor de la cantidad con respecto al valor medio).

5.5. Análisis hidráulico-experimental de la sección de paso de la válvula

Para determinar el área efectiva de la válvula con flujo incompresible se reinstaló en el banco de ensayo hidráulico como muestra la **figura 5.9**. El agua ha sido el fluido utilizado para realizar los ensayos. Todos los datos han sido tomados en condiciones de régimen permanente con más de 10 minutos de estabilidad. Aunque en el flujo monofásico el área efectiva depende únicamente del levantamiento se efectuaron los ensayos con diferentes presiones aguas arriba, P_i , desde 3 bar hasta 10 bar, totalizando 40 puntos. La descarga se producía a la presión atmosférica.

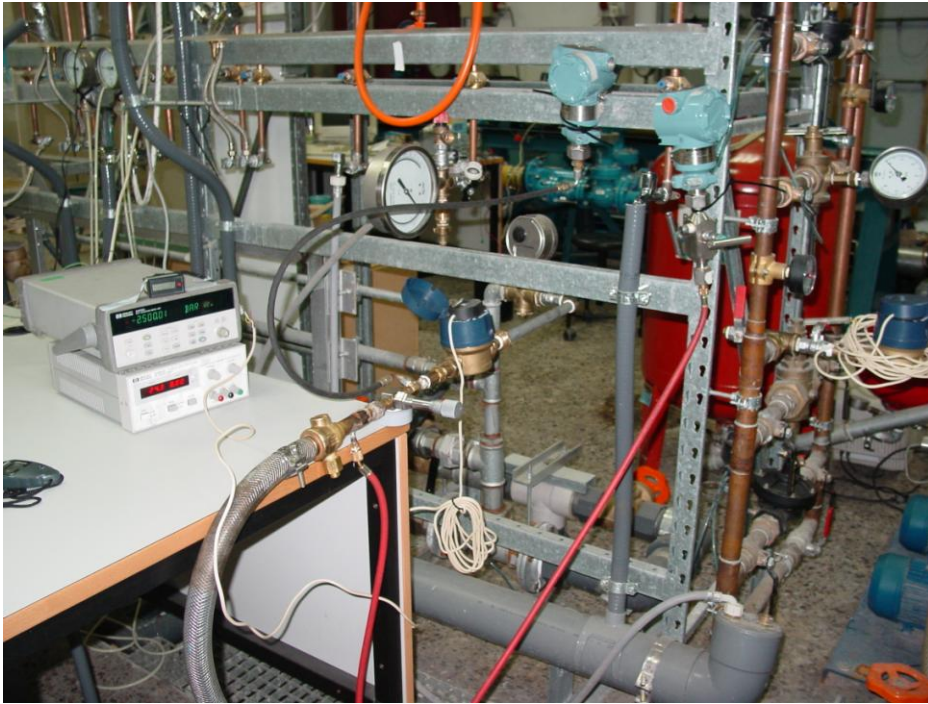


Figura 5.9: Laboratorio de los ensayos hidráulicos.

Al considerar el flujo ideal circulante a través de la válvula a estudio en el banco de ensayo hidráulico, se ha calculado el área efectiva de la válvula, como se ha definido en el capítulo anterior, mediante la siguiente ecuación 5.5.

$$A_{eff} = \frac{\dot{m}}{\sqrt{2\rho(P_i - P_o)}} \quad (5.5)$$

Donde:

P_i es presión aguas arriba (Pa).

P_o es presión aguas abajo (Pa).

ρ es densidad de agua (kg/m^3).

\dot{m} es el caudal másico circulante por la válvula (kg/s).

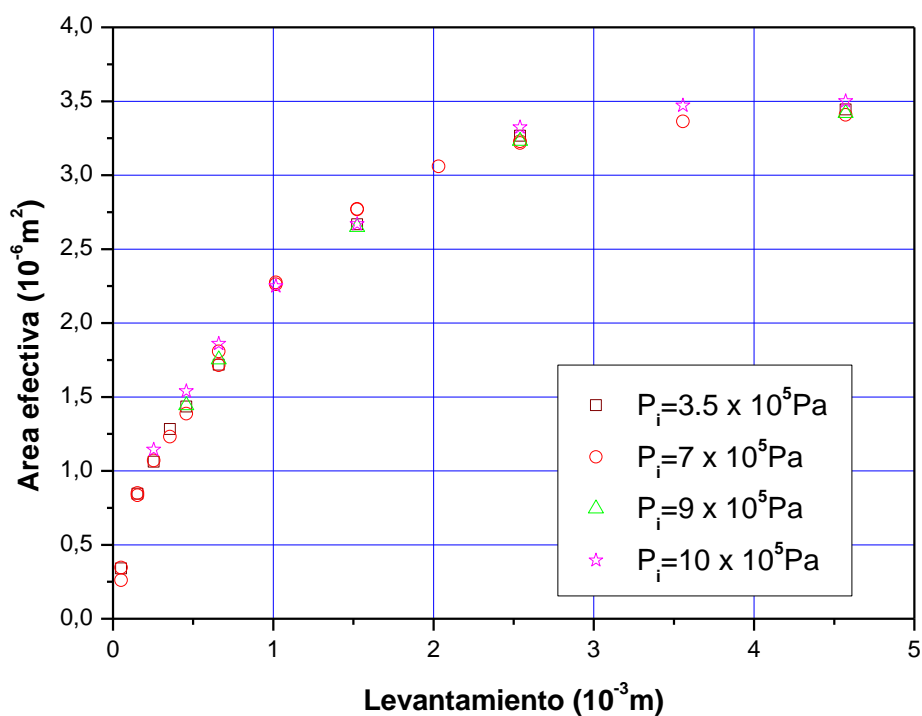


Figura 5.10: Área efectiva medida en el banco de flujo hidráulico.

La **figura 5.10** presenta los datos del área efectiva de la válvula a estudio calculada a partir de la ecuación 5.5. Las gráficas de la **figura 5.10** de los datos del área efectiva confirman la fuerte dependencia del levantamiento (o área de paso).

5.6. Comparación de los resultados de área efectiva obtenidos a partir de los ensayos

La **figura 5.11** muestra los resultados del área efectiva monofásica de la válvula a estudio obtenidos a partir de los ensayos neumáticos e hidráulicos realizados en sendos bancos de ensayo.

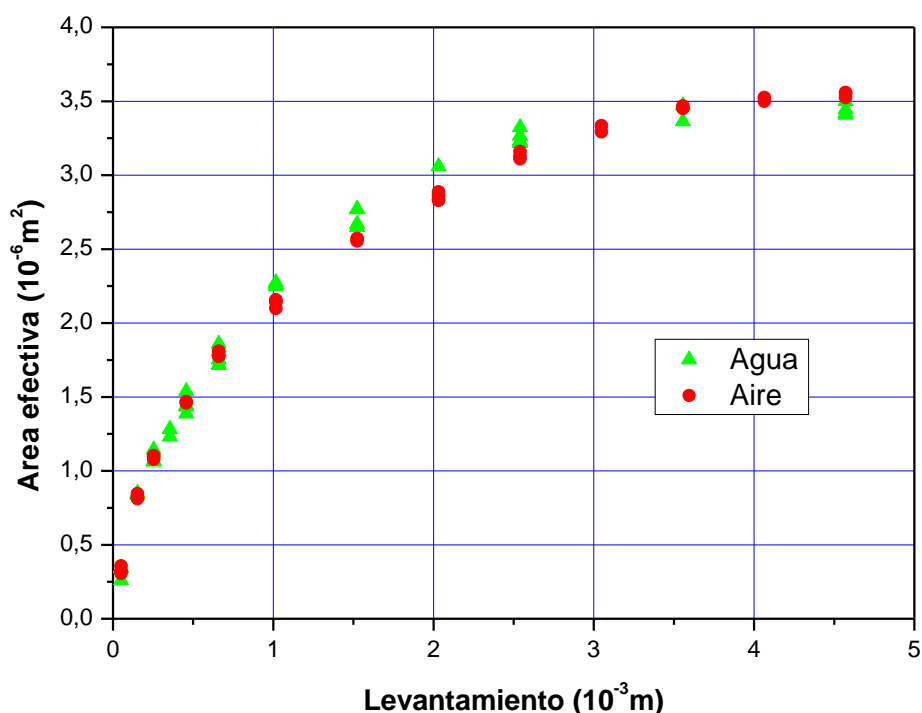


Figura 5.11: Área efectiva de la válvula a estudio con aire y agua.

Como puede observarse, los resultados experimentales neumáticos e hidráulicos del área efectiva de paso de la válvula de expansión a estudio, son muy similares. Sin embargo, consideremos que los resultados experimentales para la caracterización del área efectiva conseguidos con aire en el banco de flujo estacionario, son muy fiables por la sofisticación de la instalación y la alta precisión de su instrumentación. Por esta razón en lo que sigue se utilizarán los resultados obtenidos con aire en el banco de flujo estacionario. De cualquier modo, tal y como se observa en la **figura 5.11**, los resultados son muy similares.

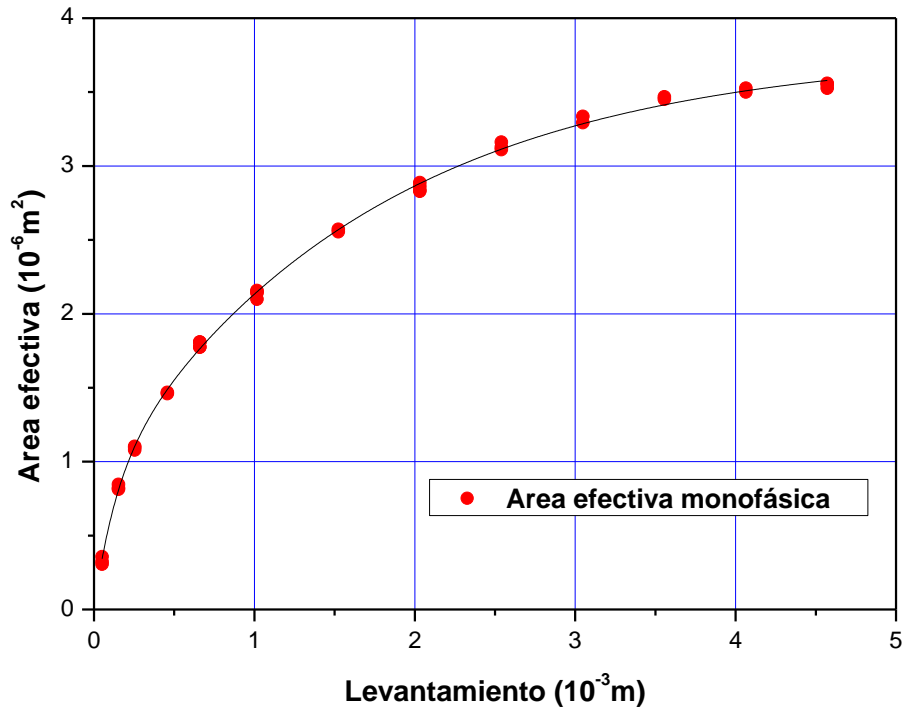


Figura 5.12: Regresión del área efectiva de la válvula de expansión.

Por lo tanto, el área efectiva monofásica de paso será definida con La ecuación 5.6, exponencial ajustada por mínimos cuadrados. La línea continua mostrada en la gráfica de **la figura 5.12** corresponde a la predicción que se obtiene con dicha ecuación.

$$A_{eff,mono}(l) = a_1 \left[1 - \exp\left(\frac{-l}{a_2}\right) \right] + a_3 \left[1 - \exp\left(\frac{-l}{a_4}\right) \right] \quad (5.6)$$

Donde:

l = Levantamiento de la válvula en (m).

$$a_1 = 0.8194 \times 10^{-6}.$$

$$a_2 = 0.13551 \times 10^{-3}.$$

$$a_3 = 2.96265 \times 10^{-6}.$$

$$a_4 = 1.70559 \times 10^{-3}.$$

Capítulo 6. Descripción de la instalación

6.1. Elementos de la instalación

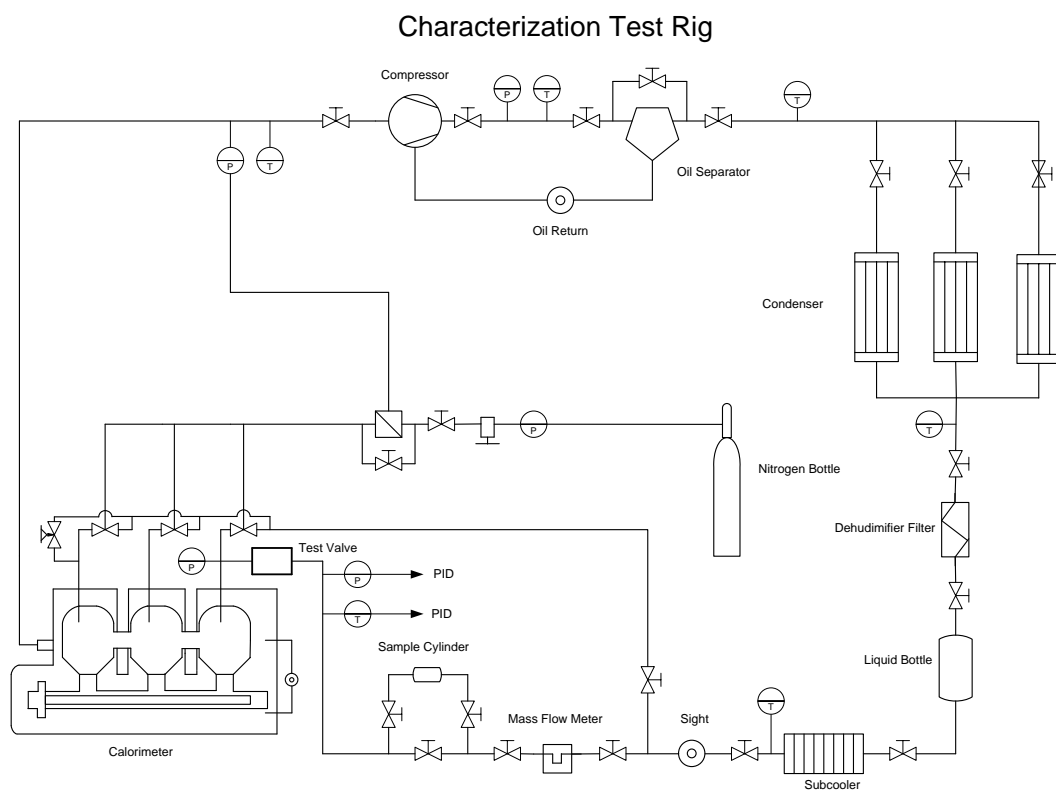


Figura 6.1: Esquema de la instalación

En este capítulo se describe la instalación que se ha utilizado para el desarrollo del presente trabajo. La instalación en su conjunto está diseñada para poder

caracterizar cualquier tipo de componente de equipos de refrigeración, y principalmente compresores.

La instalación consta principalmente de los siguientes elementos (ver **figura 6.1**): un compresor, un condensador, válvulas de expansión neumáticas, un calorímetro que hace las veces de evaporador y la válvula objeto de caracterización.

6.1.1. Compresores

Para la realización del presente trabajo se han utilizado dos compresores de tipo Scroll uno para R22 modelo SM115S4R4 de DANFOSS MANEUROP que también se utilizó para R290 (propano), y otro para R410A, modelo ZP54K3E-TFD de COPELAND.

El compresor se dispone de la manera mostrada en la **figura 6.2**, conectándose a las líneas de succión y descarga mediante conexiones tipo Rotolock. El compresor está asentado sobre una estructura que apoya en el suelo con unos amortiguadores “Silent Block”. El suelo donde apoya está aislado del resto de la instalación mediante una losa de hormigón con objeto de no transmitir las vibraciones del compresor al resto de la instalación.

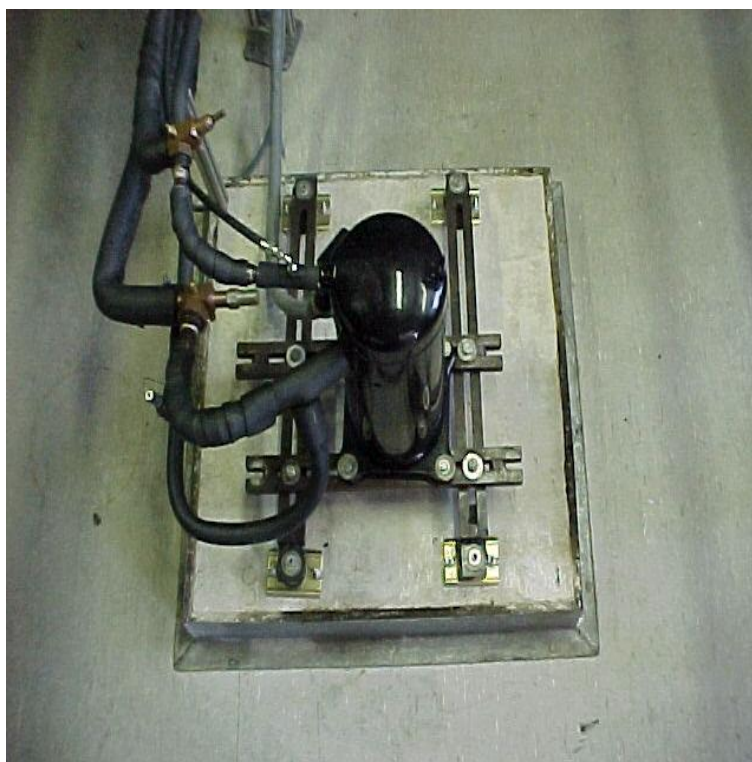


Figura 6.2: Disposición del compresor en la instalación.

6.1.2. Calorímetro

El componente que hace las funciones de evaporador en la instalación es un calorímetro. Debido a sus características de funcionamiento, nos permite conocer en todo momento la energía aportada al proceso, por lo que equivale a conocer la potencia frigorífica en la instalación. El calorímetro de la instalación utiliza un fluido secundario como fluido intermedio para el aporte de calor. El evaporador está formado por un serpentín de evaporación directa o conjunto de serpentines montados en paralelo, este evaporador está suspendido en la parte superior de un recipiente termoaislado y resistente a la presión. En el fondo del recipiente, que contiene un fluido secundario volátil, se coloca perfectamente sumergida una

batería de resistencias eléctricas que permiten controlar el calor que se aporta al evaporador.

El evaporador principal debe estar situado totalmente en la fase vapor. La válvula de expansión y los conductores del fluido refrigerante que lo unen al calorímetro deben aislarse térmicamente para reducir al mínimo las ganancias de calor.

El calorímetro está compuesto por tres cuerpos (ver **figura 6.3**) y por tanto por tres serpentines independientes, siendo posible de esta forma modular la potencia frigorífica de la instalación y por tanto ensayar diferentes compresores y válvulas de diferentes tamaños, siempre que se encuentren lógicamente dentro del rango de funcionamiento.

Además de la propia carcasa de aislamiento, el calorímetro está dotado de otros elementos que son accesorios imprescindibles para garantizar tanto su buen funcionamiento como su seguridad:

- Recipiente a presión.
- Serpentines de expansión.
- Resistencias eléctricas.
- Visores de líquido.
- Interruptor de nivel de líquido.
- Corte automático por temperaturas elevadas.
- Obús de llenado.

- Dispositivo de protección contra sobrepresiones.
- Válvula de seguridad.



Figura 6.3: Unidad de evaporación/calorímetro.

6.1.3. Válvulas de expansión automáticas

Las válvulas de expansión empleadas son neumáticas para tener un control muy fino de la regulación de la presión de expansión. Debido a la modularización del calorímetro en tres cuerpos, la línea de refrigerante primario a la entrada de las

válvulas de expansión se divide en tres entradas con funcionamiento independiente (**figura 6.4**).

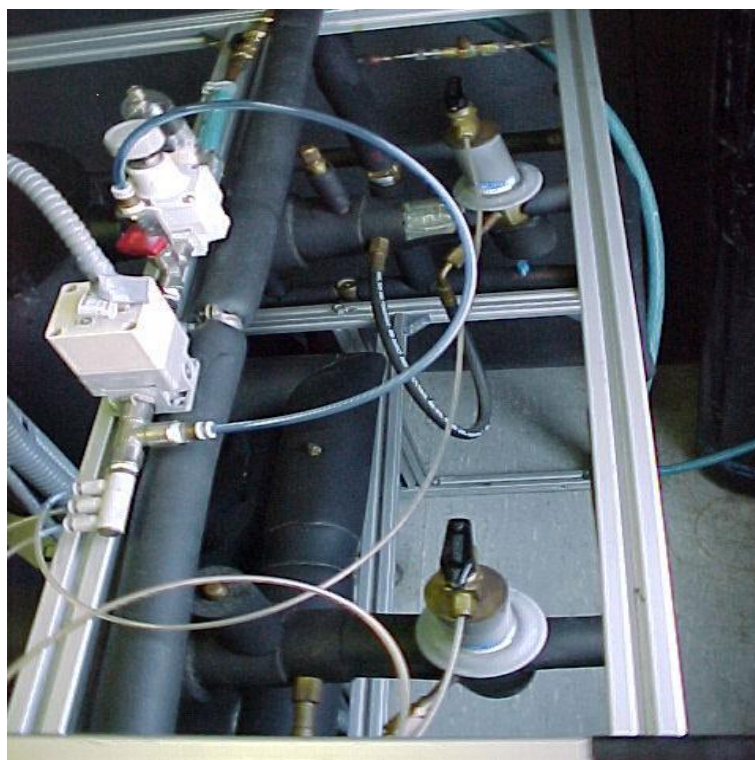


Figura 6.4: Válvulas de expansión presostáticas.

Las válvulas de expansión que incorpora la instalación en la que se ha realizado los ensayos de la presente tesis incorporan un control neumático, que mediante la correspondiente alimentación con fluido comprimido (nitrógeno seco en este caso), un dispositivo automático de regulación de la presión de alimentación de las válvulas y el controlador correspondiente, permiten la regulación automática de la apertura de las válvulas y de aquí, la de la presión de evaporación.

Estas válvulas aseguran la alimentación automática del evaporador con fluido frigorígeno a una presión de evaporación constante aunque independientemente de la carga calorífica del evaporador. Esto permite que la máquina trabaje, desde su puesta en marcha, en las condiciones de régimen permanente de la instalación, lo que tiene la ventaja de evitar sobrecargas eventuales al motor eléctrico de accionamiento del compresor en su puesta en marcha.

6.1.4. Condensadores

La condensación se puede realizar en tres condensadores de placas (**figura 6.5**) dispuestos en paralelo con objeto de poder modular la potencia calorífica aportada por el refrigerante. El fluido frío utilizado es agua que se hace circular por un circuito cerrado y que a su vez se enfría con agua de la red mediante otro intercambiador de placas.

Los intercambiadores trabajan en modo contracorriente por lo que la ecuación que nos determina el intercambio térmico entre los dos fluidos es:

$$Q = UA\Delta T \quad (6.1)$$

Q : Calor transmitido por unidad de tiempo.

U : Coeficiente global de transmisión de calor.

A : Área de transmisión de calor.

ΔT : Diferencia de temperatura entre los dos fluidos promediando a lo largo del intercambiador que en este caso resulta la diferencia logarítmica de temperaturas.

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left[\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right]} \quad (6.2)$$

Donde ΔT_1 y ΔT_2 son las diferencias de temperatura entre los fluidos a uno y otro lado del intercambiador.



Figura 6.5: Unidad de condensación.

6.1.5. Componentes auxiliares

Además de los elementos fundamentales descritos anteriormente, la instalación dispone de una serie de dispositivos que aseguran su correcto y continuado funcionamiento. Estos dispositivos son los componentes auxiliares.

- Subenfriador.
- Condensador contracorriente de agua.
- Deposito de líquido.
- Separador de aceite.
- Visores de líquido.
- Detectores de fugas.
- Válvulas solenoides.
- Alarmas.
- Filtro secador.
- Termostatos.
- Presostatos.
- Flujostatos.

6.2. Control

Para el control de la instalación se ha utilizado cuatro bucles de control, siendo las variables controladas los parámetros básicos de cualquier sistema de refrigeración: presión de alta y de baja, subenfriamiento y sobrecalentamiento.

En cuanto a los reguladores, se ha decidido utilizar el tipo universal PID (**figura 6.6**), debido a su generalidad, su amplio rango de utilización y a la posibilidad de modificar su programación para adaptarse a diferentes regímenes de

funcionamiento. En concreto se ha elegido la marca Watlow, el modelo serie 96, que contiene dos reguladores independientes, posibilitando trabajar con dos *inputs* y cuatro *outputs*, variables más que suficientes para el uso que se les dan en la instalación estudiada.



Figura 6.6: Controladores Watlow 96.

Así pasaremos a analizar los bucles de control uno por uno, empezando por los bucles de control de presiones:

6.2.1. Bucle de control de presión de alta

Para controlar la presión de condensación o presión de alta, utilizamos como mecanismo de control el flujo de agua que pasa por el circuito abierto o exterior ya que el agua que atraviesa el circuito cerrado que intercambia en los condensadores se mantiene constante (**figura 6.7**).



Figura 6.7: Unidad de condensación y circuitos de agua.

Así pues, se dispone de dos válvulas de tres vías que desvían el agua que circula por el intercambiador de placas, una de las dos válvulas es controlada manualmente, a través de un reóstato, se trata de un control "grueso", en la que

mediante una disco se puede variar de 0 a 100% el caudal que pasa por el intercambiador.

El control fino es el realizado por la otra válvula de tres vías que viene controlada por el PID, así desde el sensor de alta presión de la marca Fisher Rosemount, que envía una señal de 4-20 mA, la regulación del tipo PID se ha puesto a punto mediante un ajuste de los parámetros a través de un proceso iterativo por Ziegler-Nichols. El PID envía una señal de 0-10V que es la encargada mediante una relación lineal de abrir o cerrar la válvula.

Las válvulas utilizadas corresponden a la misma gama de productos de la marca Landis & Stefa, exactamente SKD62 y SQX61.

6.2.2. Bucle de control de presión de baja

Para controlar la presión de evaporación o presión de baja, se utiliza como mecanismo de control las válvulas de expansión, se trata de válvulas neumáticas, accionadas mediante nitrógeno seco 99 % para evitar problemas por suciedad. A su vez la presión de nitrógeno viene fijada por un regulador electrónico de presión, del tipo SMS ITV2050, que es el dispositivo que está en comunicación directa con el PID, dicho dispositivo es el que realiza el control propiamente dicho (**figura 6.8**).

Así disponemos de los siguientes métodos para el control de la presión a la entrada de las válvulas, se dispone de un mano reductor a la salida de la botella

de nitrógeno, este dispositivo reduce la presión de la botella desde los 200 bares que se dispone inicialmente con la botella llena hasta un rango de 0-15 bar. En serie con el mano-reductor se encuentra un regulador manual que permite un control entre 0-10 bares que es el que limita la presión a la entrada del regulador electrónico que debe tener a su entrada la presión máxima.

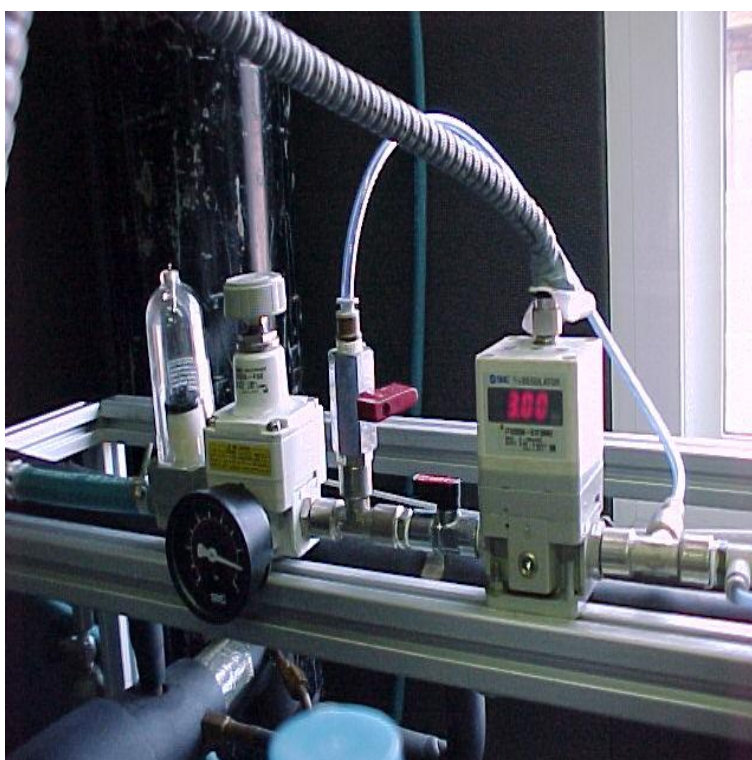


Figura 6.8: Regulador electrónico de presión.

6.2.3. Bucle de control de sobrecalentamiento

Para controlar este parámetro utilizamos un evaporador especial, un calorímetro, en que el fluido refrigerante intercambia calor con otro fluido que actúa como carga. Se trata en este caso de R134a.

Así pues, lo que controlamos desde el PID es la temperatura y presión del fluido secundario, esto se realiza mediante unas resistencias eléctricas conectadas en triángulo que están situadas en las bases de los tres cuerpos del evaporador.

La potencia total de las resistencias es de $36.25kW$. Para facilitar el control se han dividido en tres etapas, dos etapas fijas y una etapa variable. Las etapas fijas son de $8.75kW$ cada una y la etapa variable de $18.75kW$. El control se realiza a través de las etapas fijas de manera manual en modo *On/Off* y el control automático, a través del PID que envía una señal analógica a un rectificador de ondas de la marca Watlow, modelo DIN-a-mite solid State Power control.

6.2.4. Bucle de control de subenfriamiento

Este sistema de control es muy parecido al control de la presión alta, se utiliza agua de la red para subenfriar el fluido refrigerante a la salida de los condensadores. Para ello se utiliza un pequeño intercambiador de placas (**figura 6.9**). El método de control es el mismo también que en la presión de alta, la única diferencia es que en este bucle se utiliza una válvula de tres vías regulable por temperatura, utilizándose una termoresistencia de 4 hilos (RTD-PT 100) para su medida.

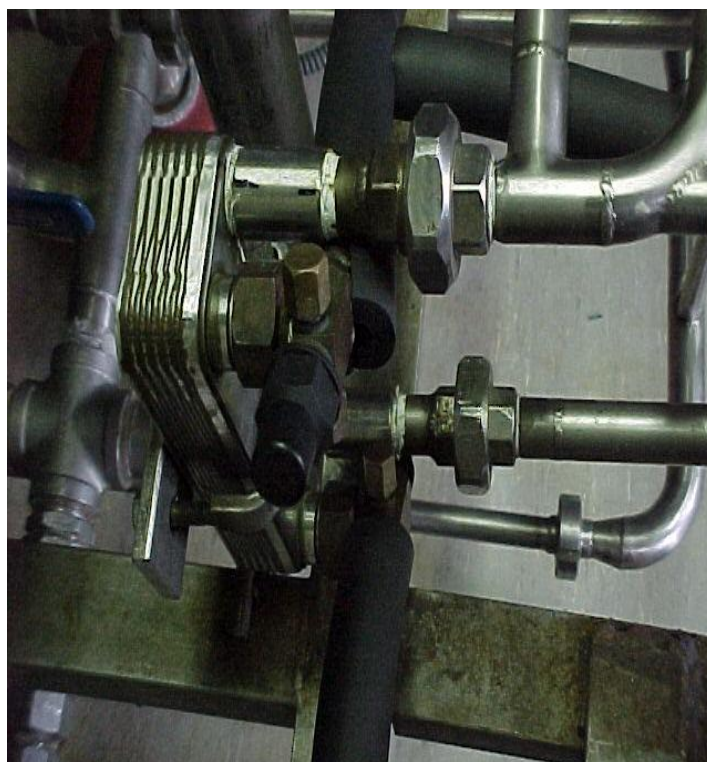


Figura 6.9: Intercambiador de placas (subenfriador).

6.3. Instrumentación

Existen diferentes puntos de medida de presión y temperatura en la instalación indicados en la **figura 6.1**. Las medidas de temperatura se realizan todas con termoresistencias de platino tipo RTD-PT 100 que debidamente calibradas permiten la medida de la temperatura con una incertidumbre de $\pm 0.1K$. Los sensores de presión usados son Fisher Rosemount 3051 (**Figura 6.10**) que tienen una incertidumbre en la medida de $\pm 0.02\%$.

La medida del gasto másico se realiza con un medidor tipo Coriolis Fisher Rosemount CMF025M (**figura 6.11**) que da una señal de corriente proporcional

al gasto másico de refrigerante que lo recorre. Para asegurar una medida correcta es necesario que en el flujo circulante por el medidor no existan burbujas de gas. Es por ello que se ha instalado un subenfriador a la salida del condensador y también visores de líquido en las líneas de la instalación. Otra característica de estos elementos es que son muy sensibles a las vibraciones, de ahí la necesidad de aislar bien la instalación del compresor como se ha descrito anteriormente.



Figura 6.10: Sensores de presión Fisher-Rosemount 3051.

La energía consumida por el compresor y el calorímetro se mide con contadores de energía Schlumberger Quantum D-200 de clase 1.

Todas las medidas se adquieren mediante un multiplexador HP34970A de HEWLETT PACKARD conectado a PC mediante el interfaz HP-IB (IEEE-488) y una tarjeta PCI GPIB 82350B.



Figura 6.11: Medidor del gasto másico tipo Coriolis Fisher-Rosemount CMF025M.

El HP 34970A es un sistema modular de adquisición de datos y conmutación, con gran capacidad para registrar datos, gracias a su multiplexor por relés de 22 canales diferenciales por tarjeta de adquisición, módulo multifunción 34901A, con un máximo de tres tarjetas. El sistema consta de un dispositivo principal con tres ranuras y un multímetro manual digital interno con una exactitud, estabilidad

y eliminación de ruidos de 6 dígitos. Cada entrada admite unidades definibles por el usuario, con escalas $Mx+B$ (o de otro tipo, definidas por software) y límites de alarma. Además se incorpora un interfaz que ofrece diversas opciones para la presentación y manejo de los datos.

Para la adquisición de los datos en el PC se utiliza el software HP Benchlink, que en un entorno de hoja de cálculo permite la configuración y el control de las pruebas, así como la presentación gráfica de los datos. Además permite configurar múltiples gráficos de banda, histogramas, gráficos de nubes de puntos x-y y luces de alarma.

6.4. Validación de los datos de la instalación.

El gasto másico circulante en la instalación se mide por dos métodos diferentes. El método primario de medida de gasto másico se realiza con el medidor Coriolis Fisher Rosemount CMF025M. El método secundario consiste en calcular el gasto másico conociendo el calor aportado por las resistencias eléctricas al calorímetro. Este calor aportado se transmite mayoritariamente al refrigerante excepto las pequeñas pérdidas de calor al ambiente. Como se mide la temperatura y presión a la entrada y salida del calorímetro y el calor aportado por el calorímetro al refrigerante, es posible determinar el gasto másico de refrigerante a partir de la medida interna del calorímetro; mediante la siguiente expresión.

$$m = \frac{\dot{Q} - \dot{Q}_{amb}}{\Delta h} \quad (6.3)$$

\dot{Q}_{amb} son las pérdidas de calor al ambiente.

Δh el salto entálpico en el calorímetro.

Las pérdidas de calor al ambiente se han cuantificado mediante ensayos calorimétricos especiales, habiéndose correlacionado mediante la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{amb} = K(T_c - T_a) \quad (6.4)$$

Donde:

T_c es la temperatura del fluido interno del calorímetro (R134a).

T_a es la temperatura del aire alrededor del calorímetro.

K es la constante de ajuste que tiene las dimensiones de (W/K) , el valor de la constante para el calorímetro descrito es $0.004 W/K$, siendo en todo caso las pérdidas de calor al ambiente muy pequeñas.

Las dos medidas del gasto másico circulante permiten validar el ensayo efectuado. Si coinciden en menos de un 1 % de error relativo, el ensayo se da por bueno. De cualquier modo la medida del gasto másico con el Coriolis es más precisa que la del calorímetro por lo que se han tomado siempre como valor del gasto másico circulante.

El diseño de la instalación se ha basado en las normas ISO/DIS917[80], UNE86202-84[81] y ANSI ASHRAE 23-1993[82]. Dichas normas fijan un tiempo mínimo de ensayo, una vez alcanzando condiciones estacionarias, de treinta minutos al cabo del cual las variables medidas se promedian.

6.5. Proceso de los ensayos

Con objeto de caracterizar la válvula a estudio, ésta ha sido medida con tres refrigerantes: un hidroc fluorocarbono “HCFC” (R22), un hidrocarburo “HC” Propano (R290) y un hidrof luorocarbono “HFC” R410A, variando las condiciones de funcionamiento (subenfriamiento, presión de entrada y presión de salida) para distintos levantamientos en un amplio rango de funcionamiento característico de bombas de calor y sistemas de refrigeración.

El conjunto de condiciones de ensayo finalmente cubiertas se muestra en la **tabla 6.1** totalizando 280 puntos de ensayo.

A la largo del estudio la instalación de ensayo descrita ha permitido siempre condiciones muy estables de ensayo. La **figura 6.12** muestra un ejemplo de las fluctuaciones de los parámetros medidos a lo largo de un ensayo. La escala se ha ampliado de forma que se pueden observar las pequeñas fluctuaciones que aparecen típicamente en los ensayos.

Para las presiones tanto de entrada como de salida de la válvula, cada división comprende una variación de $0.01 \times 10^5 Pa$. Para la temperatura de entrada

tenemos $0.02K$ por división y finalmente, para el gasto másico circulante por la válvula, cada división corresponde a una variación de $10^{-4} kg/s$.

El conjunto de medidas adquiridas a lo largo del estudio fueron tomadas en condiciones de estado estacionario con fluctuaciones máximas en el siguiente rango:

- Temperatura de entrada $\pm 0.1^\circ C$.
- Presión aguas arriba $\pm 0.02 \times 10^5 Pa$.
- Presión aguas abajo $\pm 0.01 \times 10^5 Pa$
- Gasto másico $\pm 0.5 \times 10^{-3} kg/s$.

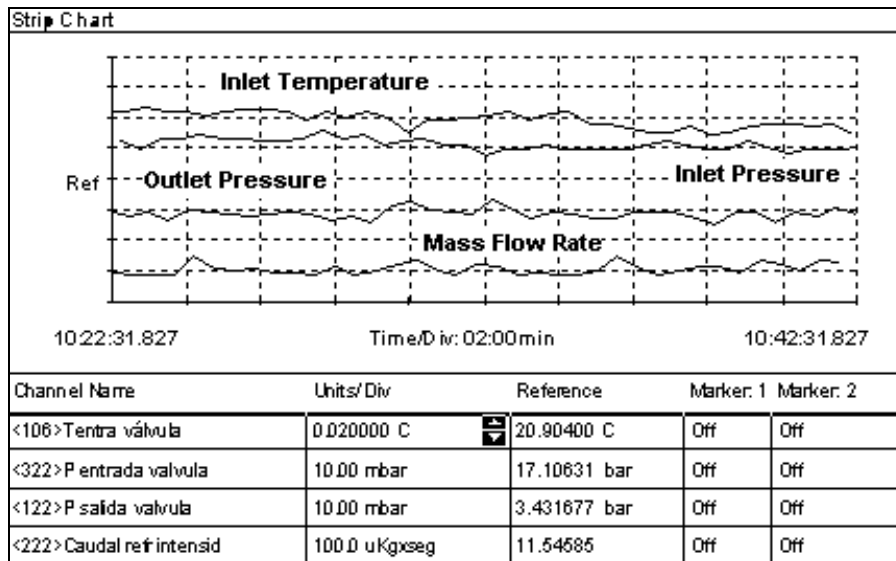


Figura 6.12: Fluctuaciones de las medidas en el estado estacionario.

Refrigerante	$T_s(P_i)$ (°C / K)	P_i (10^5 Pa)	Sub (K)	Apertura (10^{-3} m)
R22	40 / 313.15	15.34	5.6	0 a 4.06
			9.7	0 a 4.06
			13.9	0 a 4.06
	45 / 318.15	17.23	5.6	0 a 4.06
			9.7	0 a 4.06
			13.9	0 a 3.04
	50 / 323.15	19.43	5.6	0 a 4.06
			9.7	0 a 4.06
			13.9	0 a 2.03
R290	40 / 313.15	13.69	5.6	0 a 2.54
			9.7	0 a 2.54
			13.9	0 a 2.54
	45 / 318.15	15.34	5.6	0 a 2.54
			9.7	0 a 2.54
			13.9	0 a 2.54
	50 / 323.15	17.13	5.6	0 a 2.54
			9.7	0 a 2.54
			13.9	0 a 2.03
R410A	40 / 313.15	24.17	5.6	0 a 1.52
			9.7	0 a 1.52
			13.9	0 a 0.66
	45 / 318.15	27.24	5.6	0 a 1.01
			9.7	0 a 0.76
			13.9	0 a 0.66
	50 / 323.15	30.61	5.6	0 a 0.76
			9.7	0 a 0.76
			13.9	0 a 0.66

Tabla 6 1: Matriz de ensayos de la válvula.

Donde:

P_i : Presión aguas arriba de la válvula.

$T_s(P_i)$: Temperatura de saturación correspondiente a la presión aguas arriba.

Sub : Subenfriamiento.

Capítulo 7. Análisis de los resultados

Con objeto de la caracterización experimental del flujo crítico circulante a través de la válvula de expansión, ésta ha sido medida con tres refrigerantes: el R22 (HCFC) como referencia, el R290 (propano) como refrigerante natural, y el R410A como refrigerante más habitual en la actualidad, en un amplio rango de condiciones de operación:

- Tres diferentes presiones aguas arriba que corresponden a las temperaturas de condensación de 40 °C, 45 °C y 50 °C.
- Tres diferentes grado de subenfriamiento de 5.6 K, 9.7 K y 13.9 K, para tener la posibilidad de comparar posteriormente nuestros resultados con otros datos experimentales obtenidos con los mismos grado de subenfriamiento realizados por los demás autores como Aaron et al [1990] y Kim [1993].

El análisis de los resultados obtenidos nos permite por un lado cuantificar el efecto de los diferentes parámetros de operación como son: la presión aguas abajo, la presión aguas arriba, el grado de subenfriamiento y la apertura de la válvula, y por otro lado, desarrollar un modelo para la predicción del caudal másico circulante a través de las válvulas de expansión.

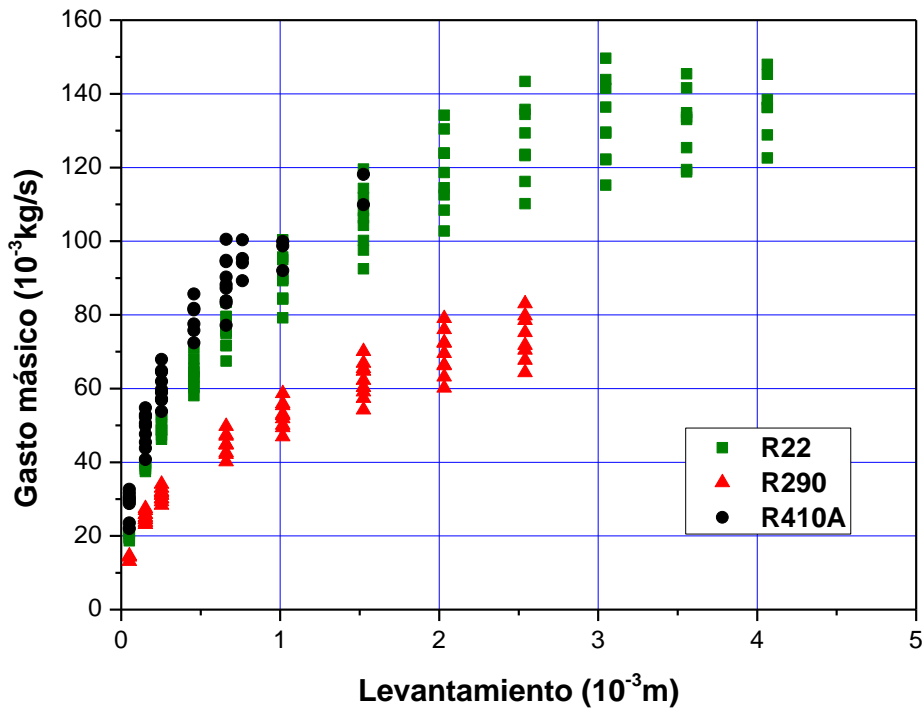


Figura 7.1: El gasto másico en función del levantamiento de todos los resultados de la campaña experimental.

Todos los resultados obtenidos de la válvula de expansión están representados en la **figura 7.1**. Como puede observarse hay menos resultados experimentales de R410A y R290 que los de R22 por limitación de la instalación.

7.1. Efecto de la presión aguas abajo

La **figura 7.2** muestra el efecto de la presión aguas abajo de la válvula sobre el gasto másico circulante a través de la válvula de expansión para los tres refrigerantes a tres levantamientos diferentes. Las condiciones aguas arriba se

han mantenido constantes: para R22 se ha fijado la presión aguas arriba en 15.34×10^5 Pa (corresponde a la temperatura de condensación de 40°C) y se ha mantenido el grado de subenfriamiento en 13.9 K con un levantamiento 1.01×10^{-3} m, para R290 se ha fijado la presión aguas arriba en 13.69×10^5 Pa (corresponde a la temperatura de condensación de 40°C) y el grado de subenfriamiento en 13.2 K con una apertura de 1.01×10^{-3} m. Por último, para R410A se ha fijado la presión aguas arriba en 20.2×10^5 Pa (corresponde a la temperatura de condensación de 32.6°C) y mantenido el grado de subenfriamiento en 7.7 K con un levantamiento de 0.25×10^{-3} m.

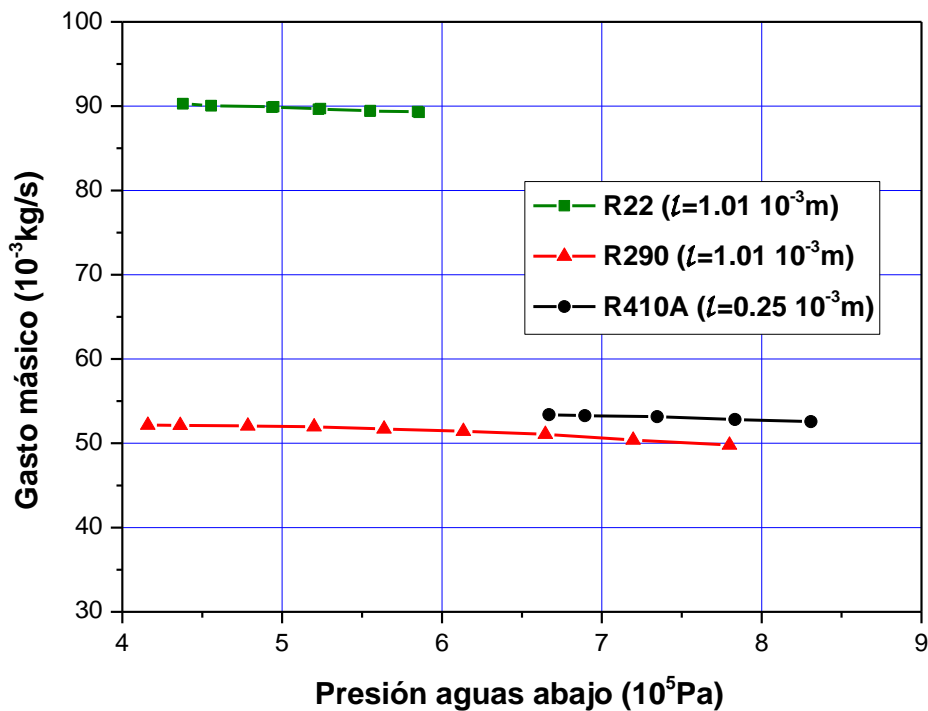


Figura 7.2: Efecto de la presión aguas abajo.

En condiciones de flujo bloqueado, el gasto másico permanece constante aún cuando la presión aguas abajo disminuye. Los resultados experimentales obtenidos muestran que el caudal aumenta ligeramente cuando disminuye la presión aguas abajo aunque este aumento es realmente pequeño, menor del 6 % para el R22; 6 % para el R290; y 2 % para el R410A. Basándose en todos los resultados experimentales para diferentes presiones aguas abajo, inferiores a la presión de saturación, P_{sat} , correspondiente a la temperatura de aguas arriba de la válvula, se puede concluir que el gasto másico tiene una dependencia débil con respecto a este parámetro, este es el comportamiento típico del flujo sónico real a través de los dispositivos de expansión. No obstante, la dependencia es mínima y por tanto el flujo de refrigerante circulante por la válvula de expansión manual estudiada satisface aproximadamente las condiciones ideales del flujo bloqueado.

Durante las condiciones de operación normal en Bombas de Calor y Refrigeración, los dispositivos de expansión reciben líquido subenfriado. Si la presión aguas abajo es mayor que la presión de saturación, P_{sat} correspondiente a la temperatura de entrada, rango de la zona (II) en la **figura 7.3**, el refrigerante queda en estado de líquido subenfriado. En este caso el dispositivo se comporta como un simple orificio produciendo una ligera caída de presión. Sin embargo, la presión aguas abajo puede ser mucho menor que la presión de saturación, P_{sat} , durante el funcionamiento normal de Bombas de Calor y Refrigeración, en ese caso, la válvula se encuentra trabajando en la zona (I) de la **figura 7.3**. En este caso la velocidad del fluido es igual o mayor que la velocidad de la onda de la

presión aguas abajo, lo que impide su propagación hacia aguas arriba y el flujo se convierte en flujo bloqueado con condiciones aproximadamente sónicas.

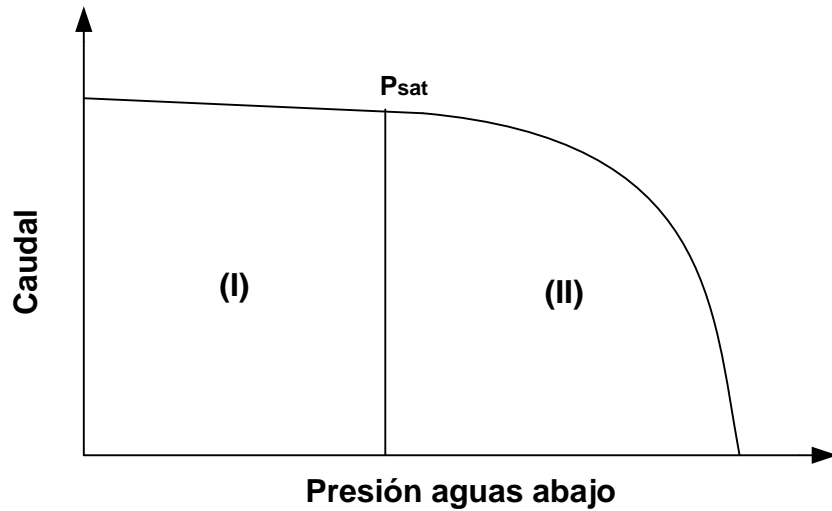


Figura 7.3: Efecto típico de la presión aguas abajo en los dispositivos de expansión.

En los artículos revisados, el flujo bloqueado real parece aumentar ligeramente con la disminución de la presión de descarga tanto en capilares como en orificios de tubos cortos y, recientemente también se ha comprobado en válvulas electrónicas.

La dependencia del flujo respecto la presión aguas abajo se ha considerado clásicamente despreciable en aplicaciones de Bombas de Calor y Refrigeración, como demuestran los trabajos realizados por Pate & Tree [1987] para tubos capilares; Pasqua [1953] Krakow & Li [1988] Aaron & Domanski [1990] Kim [1993] Payne & O'Neal [1998] Liu et al. [2004] para tubos cortos, y finalmente Zhang Chuan et al. [2006] para válvulas de expansión electrónicas. Los autores

indicaron un cambio en el gasto másico entre 1 % y 8 % para distintos refrigerantes (R12, R22, R407C, R134a, R744,...), en todo el rango de la zona (I) (**figura 7.3**) donde la presión aguas abajo es mucho menor que la presión de saturación, P_{sat} . Lo que coincide esencialmente con los resultados obtenidos para la válvula de expansión ensayada en esta tesis doctoral.

7.2. Efecto de la presión aguas arriba

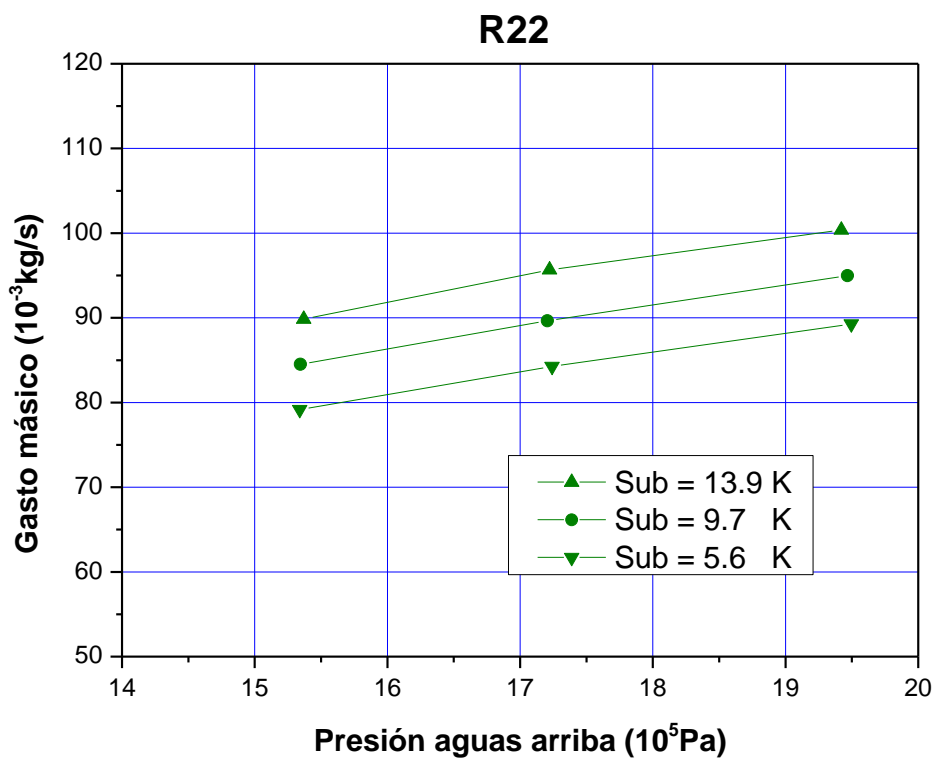


Figura 7.4: Efecto de la presión aguas arriba ($l = 1.01 \times 10^{-3}$ m).

Las **figuras 7.4; 7.5; y 7.6** muestran el efecto de la presión aguas arriba sobre el gasto másico para los tres refrigerantes R22, R290 y R410A, respectivamente. El rango de variación de la presión aguas arriba corresponde a un rango de

temperatura de saturación (o de condensación) de 313.15/40 (K/°C) a 323.15/50 (K/°C). Cada gráfica tiene tres curvas del gasto másico en función de la presión aguas arriba con tres grados diferentes de subenfriamiento alrededor de (5.6 K, 9.7 K y 13.9 K) y un levantamiento fijo de la válvula de 1.01×10^{-3} m para el R22 y el R290, y 0.25×10^{-3} m para el R410A. Como se puede observar, para un grado de subenfriamiento y un levantamiento fijo, el gasto másico aumenta con la presión aguas arriba para los tres refrigerantes. La pendiente de cada curva, aproximadamente lineal, tiene una dependencia débil con el grado de subenfriamiento. En el apéndice se incluye la información correspondiente a todos los resultados experimentales obtenidos.

Para un líquido subenfriado, el flujo másico circulante a través de la válvula de expansión aumenta con la presión aguas arriba debido a dos factores diferentes. El efecto de estos factores sobre el flujo másico a subenfriamiento constante, se puede explicar a partir de un diagrama presión-entalpía como el mostrado en la **figura 7.7**. Siguiendo una línea de subenfriamiento constante en la dirección de presiones crecientes en la **figura 7.7**, desde el punto A al punto X, muestra el aumento de la temperatura del fluido, $T_X > T_A$. Por lo tanto la densidad del líquido aguas arriba disminuye, $\rho_X < \rho_A$. Este primer efecto tiende a disminuir el flujo másico. El segundo efecto es un crecimiento de la caída de presión admisible del líquido subenfriado, diferencia de presión entre la presión aguas arriba y la de saturación correspondiente a la temperatura de aguas arriba, $(P_X - P_Y) > (P_A - P_B)$ en el ejemplo. Este efecto tiende a aumentar el flujo másico

debido a que una vez el fluido se despresuriza, el flujo se convierte en aproximadamente sónico. El efecto global de aumentar la presión aguas arriba con subenfriamiento constante es un aumento del flujo másico. Por tanto el decremento de la densidad del líquido aguas arriba tiene menos efecto sobre el flujo másico que la caída de presión admisible del líquido subenfriado antes de que el flujo se despresurice y se convierta en sónico. Aunque el efecto de la caída de presión admisible es dominante, este disminuye con el decremento de los grados de subenfriamiento lo que explica la pequeña variación de la pendiente de las curvas con el grado de subenfriamiento.

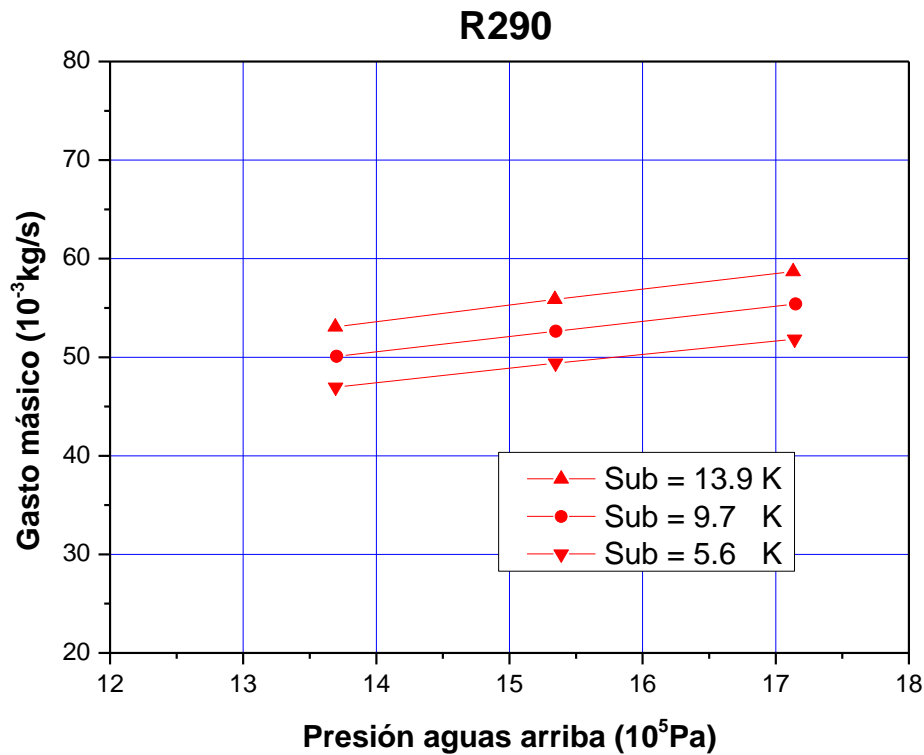


Figura 7.5: Efecto de la presión aguas arriba ($l = 1.01 \times 10^{-3}$ m).

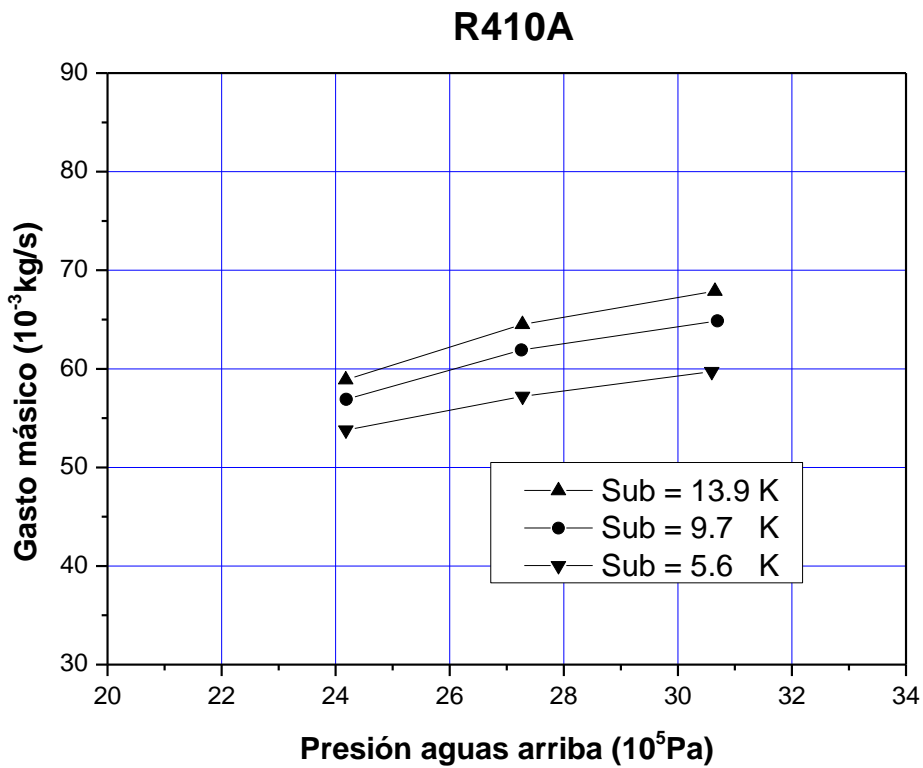


Figura 7.6: Efecto de la presión aguas arriba ($l = 0.25 \times 10^{-3} \text{ m}$).

Existen diversos trabajos experimentales que estudiaron el efecto de la presión aguas arriba sobre el gasto másico, tanto en tubos capilares como en tubos cortos, y también en válvulas de expansión electrónicas. Entre ellos cabe destacar los de Kuehl & Goldschmidt [1990] y Melo et al. [1994] que estudiaron dicho efecto en tubos capilares con diferentes refrigerantes R22 y R12 / R134a, respectivamente.

Xu & Wang [1999] y Fraser & Abdelmessih [2002] estudiaron también dicho efecto en tubos cortos utilizando agua como fluido, mientras que Aaron & Domanski [1990], Kim [1993], Payne & O’Neal [1998] y Liu et al. [2004]

presentaron datos experimentales muy amplios empleando como refrigerantes R22, R22 / R134a, R407C y R744, respectivamente.

Por último, Zhang Chuan et al. [2006], Chasik Park et al. [2007] y Zhen Tian et al. [2015] confirmaron el efecto de la presión aguas arriba sobre el caudal másico a través de válvulas de expansión electrónicas con diferentes refrigerantes, como R22, R407C, R410A y R134a.

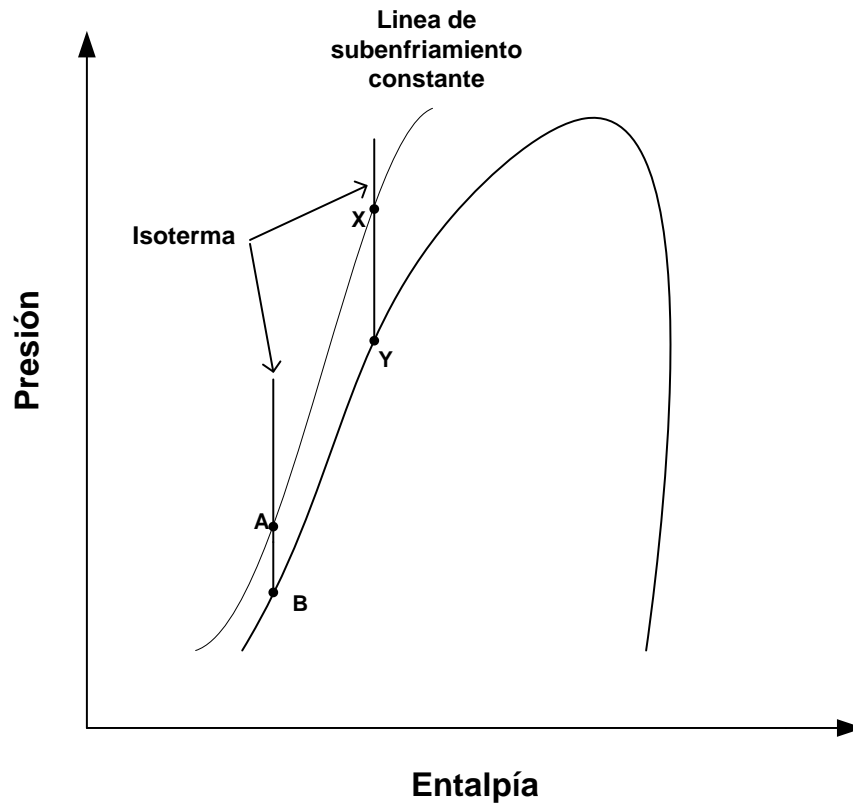


Figura 7.7: Efecto de la presión aguas arriba a subenfriamiento constante.

7.3. Efecto del grado de subenfriamiento

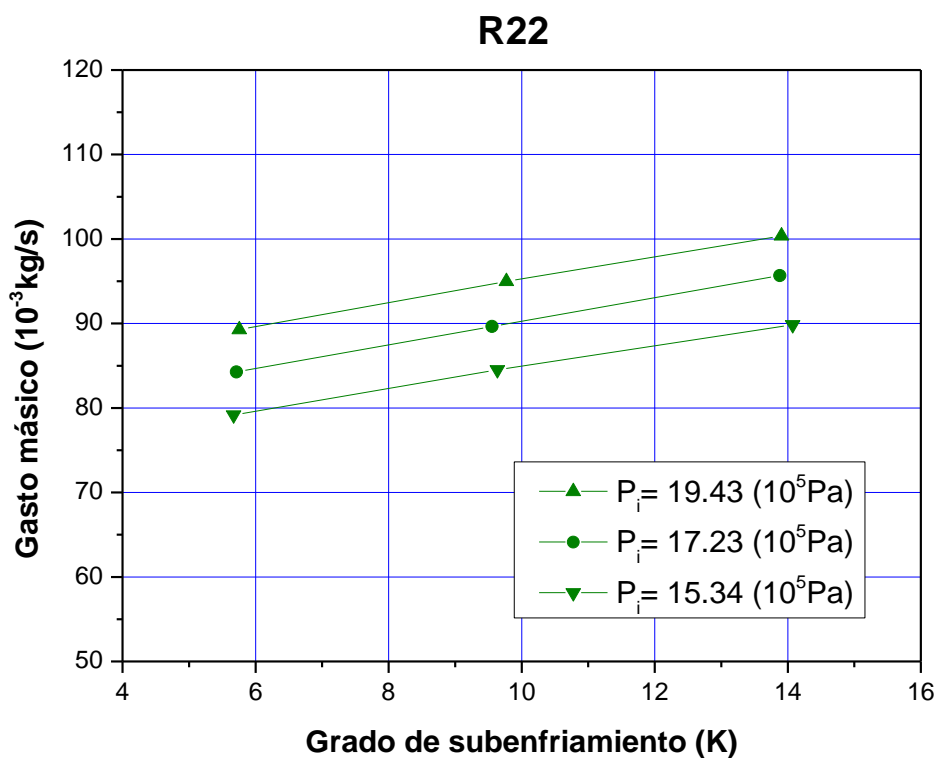


Figura 7.8: Efecto del grado de subenfriamiento ($l = 1.01 \times 10^{-3} \text{ m}$).

Las **figuras 7.8; 7.9; y 7.10** muestran el efecto del grado de subenfriamiento sobre el gasto másico en función de diferentes presiones aguas arriba, para R22, R290 y R410A, respectivamente. El grado de subenfriamiento varía alrededor de tres valores (5.6 K, 9.7 K y 13.9 K), y el rango de variación de la presión aguas arriba corresponde a un rango de temperatura de saturación (o de condensación) de 313.15/40 (K/°C) a 323.15/50 (K/°C), mientras se ha fijado el área de paso con un levantamiento de $1.01 \times 10^{-3} \text{ m}$ para el R22 y el R290, y $0.25 \times 10^{-3} \text{ m}$ para

el R410A. Como se puede observar el gasto másico aumenta con el subenfriamiento para los tres refrigerantes para una presión aguas arriba dada. Cuando el grado de subenfriamiento sube de 5.6 K a 13.9 K para una presión de aguas arriba fija, el caudal sube aproximadamente un 12 % para el R22, 13 % para el R290 y 9 % para el R410A, según las condiciones de los datos presentados en las **graficas (7.8; 7.9; 7.10)**. Se comprueba por lo tanto que la relación del gasto másico con el subenfriamiento es bastante lineal.

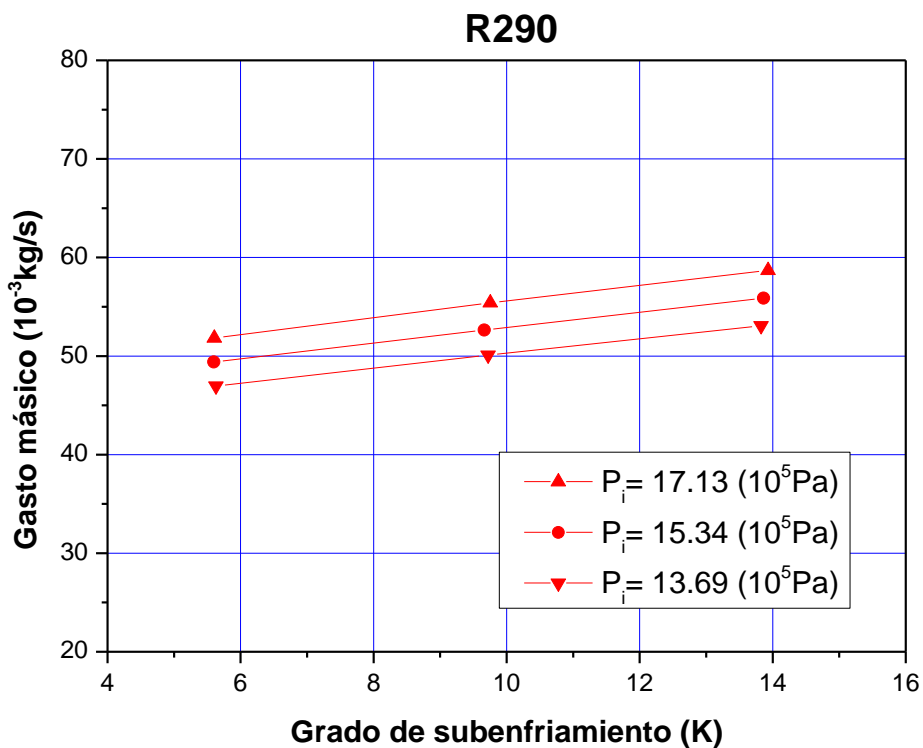


Figura 7.9: Efecto del grado de subenfriamiento ($l = 1.01 \times 10^{-3}$ m).

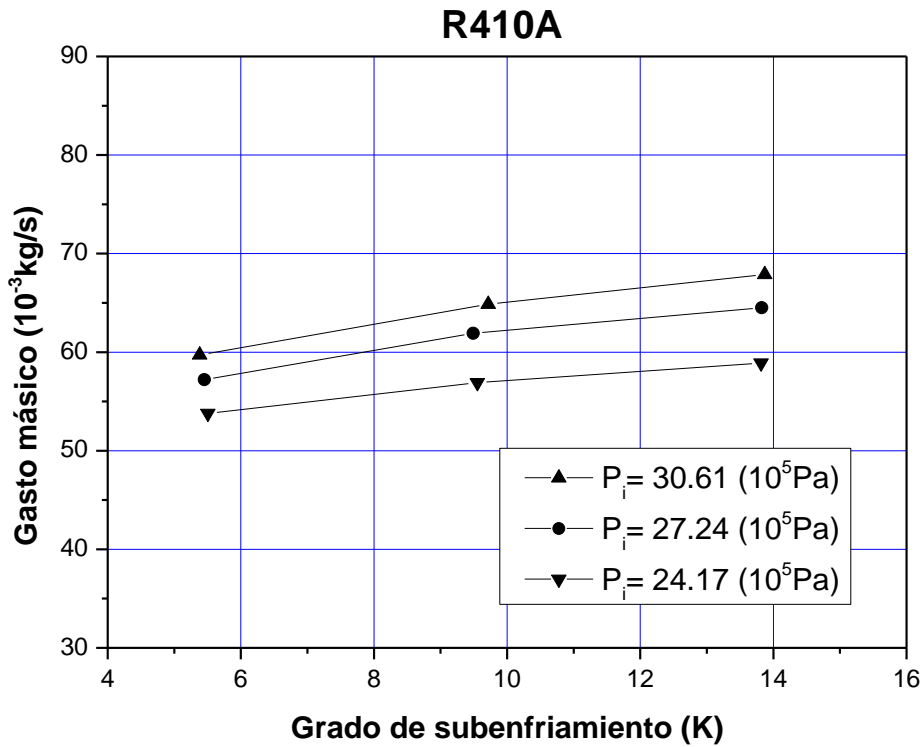


Figura 7.10: Efecto del grado de subenfriamiento ($l = 0.25 \times 10^{-3}$ m).

Dos efectos diferentes ocurren cuando el subenfriamiento aumenta. Ambos tienden a aumentar el gasto másico. Ver el diagrama presión-entalpía de la **figura 7.11**. Siguiendo la línea constante de la presión aguas arriba en dirección de subenfriamiento creciente revela que la temperatura del fluido disminuye, por ejemplo $T_x < T_A$. Como la densidad es función de la temperatura para un líquido subenfriado, el primer efecto del aumento del subenfriamiento es aumentar la densidad del fluido, $\rho_x > \rho_A$, y en consecuencia el aumento del flujo másico. El segundo efecto causado por el incremento del subenfriamiento es un crecimiento de la caída de presión admisible del líquido subenfriado antes de la

despresurización y como se ha comentado en el apartado anterior, cuanto mayor es éste mayor es el gasto másico. Por ejemplo $(P_X - P_Y) > (P_A - P_B)$, aunque la caída de presión total es la misma, $(P_X - P_Z) = (P_A - P_C)$.

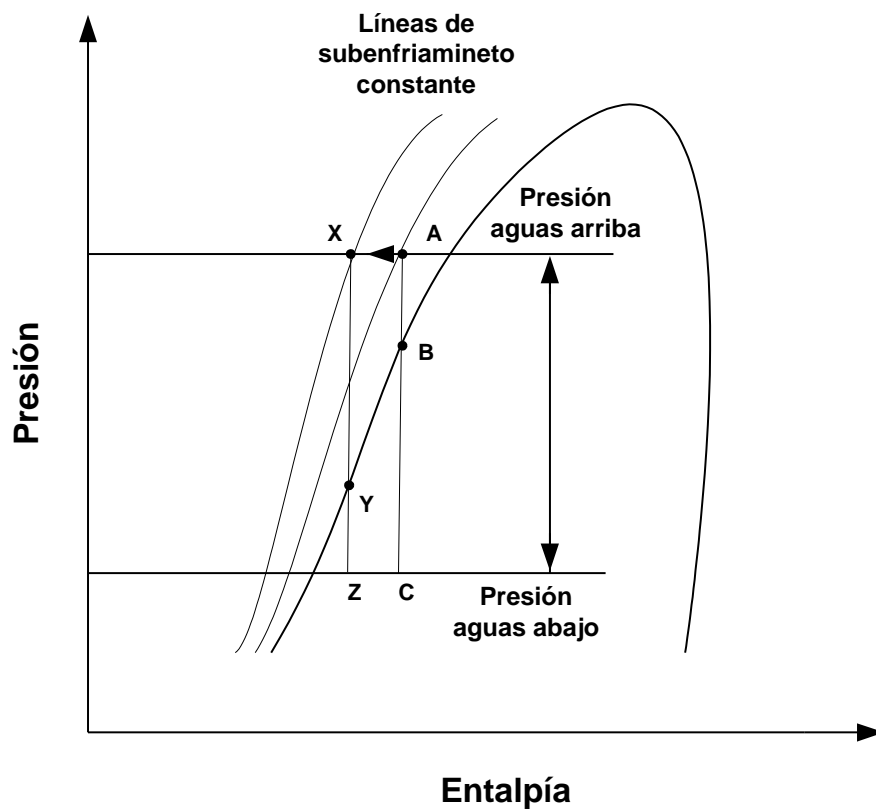


Figura 7.11: Efecto del subenfriamiento a presión aguas arriba constante.

7.4. Efecto del levantamiento

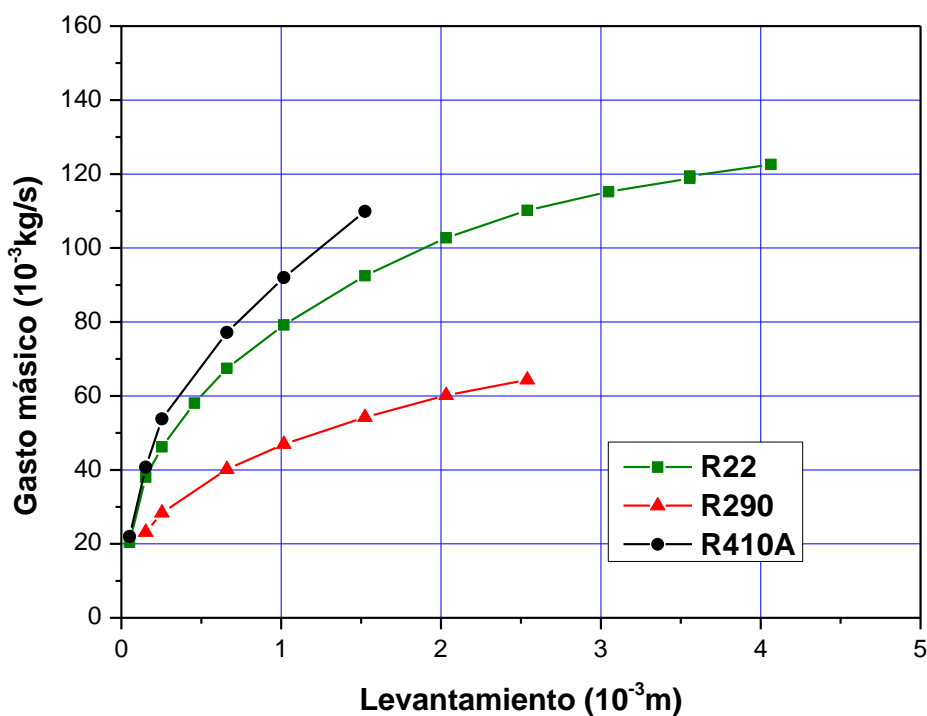


Figura 7.12: Efecto del levantamiento ($T_{sat}=313.15/40$ (K/°C); Sub=5.6 K).

La **figura 7.12** muestra el efecto del levantamiento de la válvula sobre el caudal másico para los tres refrigerantes, con una temperatura de saturación de 313.15/40 (K/°C) correspondiente a la presión aguas arriba de 15.34×10^5 Pa para el R22, 13.69×10^5 Pa para el R290 y 24.17×10^5 Pa para R410A, y un subenfriamiento alrededor de 5.6 K para todas ellas. Como se puede observar, el gasto másico aumenta claramente con el levantamiento debido al incremento del área de paso. El gasto másico del R290 es mucho menor que el R22 y el R410A

para el mismo levantamiento ya que la densidad del R290 es bastante menor que la de los otros dos. Aunque la densidad del R22 es mayor que la del R410A, su curva está por debajo de la del R410A debido al efecto de la caída de presión admisible del líquido subenfriado, $(P_i - P_{sat})_{R22} < (P_i - P_{sat})_{R410A}$, que es mayor en el R410A.

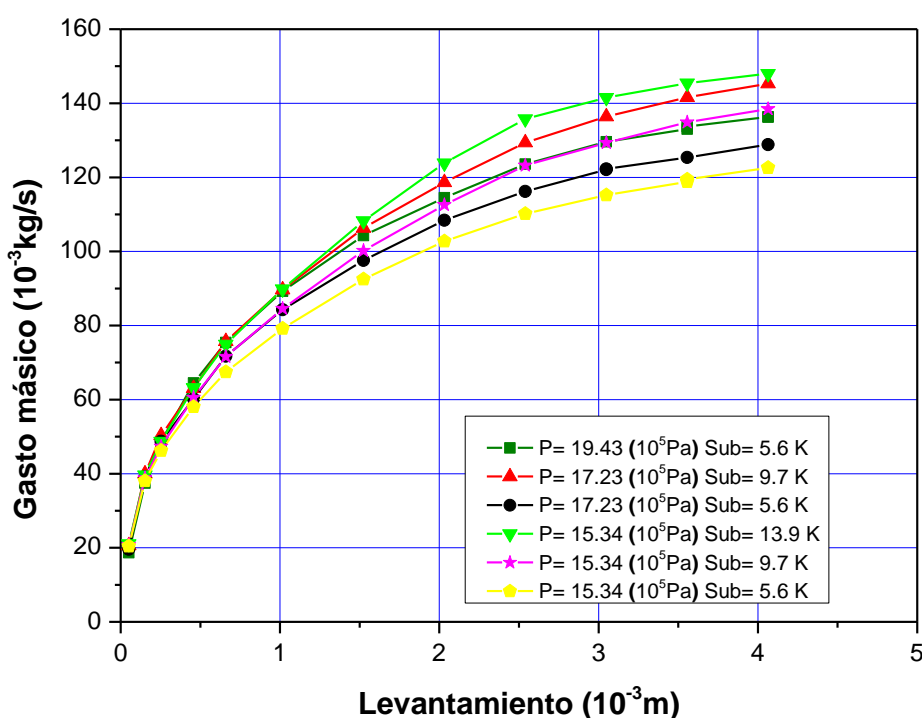


Figura 7.13: El gasto másico en función del levantamiento sólo por el R22.

La **figura 7.13** representa sólo los resultados del R22 que tienen los datos experimentales del caudal másico correspondiente a la máxima apertura ensayada, en este caso $l_{max} = 4.06 \times 10^{-3} m$. Cada curva de esta figura muestra los

resultados del caudal en función del levantamiento con las mismas condiciones aguas arriba (presión aguas arriba y subenfriamiento).

Si procedemos al análisis de los resultados de la **figura 7.13** que tiene mayor número de datos experimentales para un amplio rango de levantamientos y representamos en la **gráfica 7.14** para cada curva la proporción del gasto másico en relación con su gasto másico máximo en función del levantamiento, donde el gasto máximo corresponde a la máxima apertura ensayada con las mismas condiciones aguas arriba.

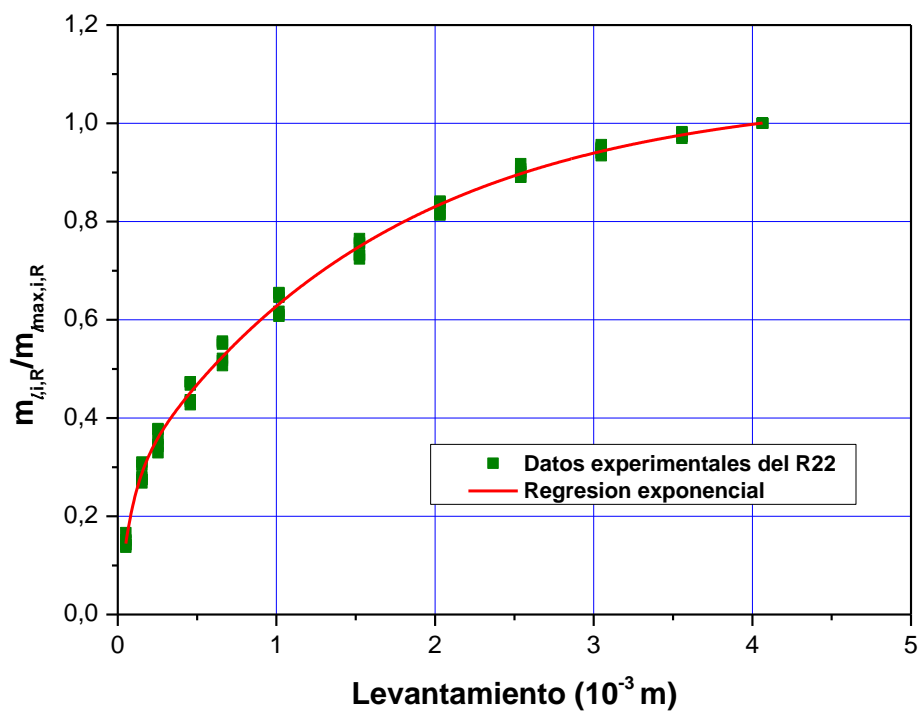


Figura 7.14: Proporción del caudal en función del levantamiento para R22.

Como se puede observar en la **figura 7.14**, todos los datos convergen alrededor de una sola línea con independencia de las condiciones de ensayo, mostrando una característica intrínseca asociada al levantamiento de la válvula.

La siguiente **ecuación 7.1**, exponencial ajustada por mínimos cuadrados da buenos resultados para predecir el gasto másico circulante. La línea continua mostrada en la gráfica corresponde a la predicción que se obtiene con dicha ecuación.

$$R(l) = 0.81501 \left[1 - \exp\left(\frac{-l}{1.6137 \times 10^{-3}}\right) \right] + 0.25126 \left[1 - \exp\left(\frac{-l}{0.07919 \times 10^{-3}}\right) \right] \quad (7.1)$$

Donde:

l es el levantamiento de la válvula en (m).

Por lo tanto, para las mismas condiciones aguas arriba la **ecuación 7.1** permite evaluar el efecto del levantamiento.

$$R(l) = \frac{\dot{m}_{l,i,R}}{\dot{m}_{l_{\max},i,R}} \quad (7.2)$$

Donde:

- $\dot{m}_{l_{\max},i,R}$ es el caudal másico correspondiente al levantamiento máximo ensayado (l_{\max}) para unas condiciones aguas arriba dadas (i) y un refrigerante dado (R).
- $\dot{m}_{l,i,R}$ es el caudal másico correspondiente a un levantamiento (l) y para las mismas condiciones aguas arriba de $\dot{m}_{l_{\max},i,R}$ y el mismo refrigerante (R).

Si consideramos dos diferentes levantamientos l_1 y l_2 , para las mismas condiciones aguas arriba (i) y el mismo refrigerante (R) podemos deducir a partir de la ecuación 7.2 la siguiente ecuación:

$$m_{l_2,i,R} = \frac{R(l_2)}{R(l_1)} m_{l_1,i,R} \quad (7.3)$$

La generalización de la función 7.1 para el resto de los refrigerantes R290 y R410A, ha dado también buenos resultados como se muestra en la **grafica 7.15**. En la gráfica se representa el error en tanto por ciento en el gasto másico calculado a partir de la ecuación 7.3. Empleando solamente la medida del gasto másico para un levantamiento dado en ciertas condiciones, se ha estimado el gasto másico para el resto de levantamientos en las mismas condiciones.

Se puede observar que los datos muestran una tendencia muy similar independiente del refrigerante utilizado (R22, R290, R410A). La desviación del error es bastante pequeña, aproximadamente $\pm 5\%$, para el 95 % de los datos correspondiente a levantamientos superiores a 0.15 mm. Mientras que la banda de error aumenta a $\pm 20\%$ para levantamientos más pequeños, donde la apertura de la válvula es menor del 4 % del levantamiento máximo de la válvula.

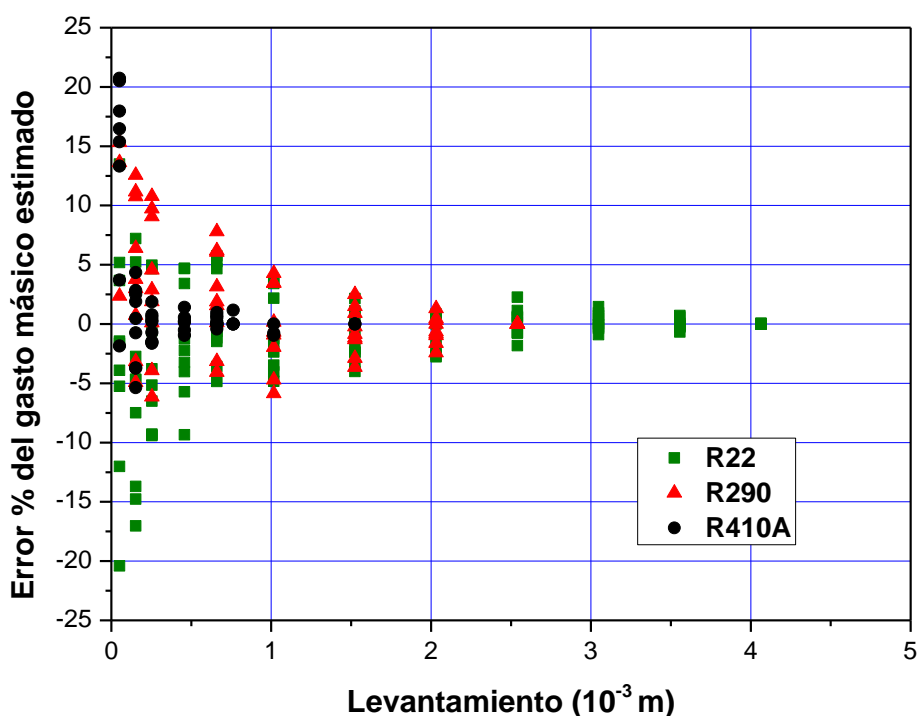


Figura 7.15: Desviación del gasto másico estimado en función del levantamiento para todos los refrigerantes ensayados.

El análisis de los resultados experimentales de la válvula a estudio nos ha permitido conocer el comportamiento de ésta para una variedad de refrigerantes y condiciones bastante amplias, de modo que conociendo únicamente el gasto másico para un levantamiento dado en ciertas condiciones, se puede estimar el gasto másico para el resto de levantamientos en las mismas condiciones con un error bastante pequeño. Esta aproximación permitiría caracterizar el comportamiento de válvulas de este tipo con la medida de un solo levantamiento y aún así tener una buena predicción en la estimación del gasto másico circulante en la mayor parte del rango de levantamientos de la válvula.

Capítulo 8. Modelo y su ajuste

El flujo crítico depende de una variedad de parámetros, entre los que se cuenta, principalmente, las condiciones aguas arriba, el diámetro de orificio, el fluido de trabajo, y las pérdidas de presión locales. El concepto de flujo crítico es el flujo máximo posible que se puede obtener mediante la reducción de la presión aguas abajo para unas condiciones aguas arriba dadas. Cuando se produce flujo bloqueado, el flujo másico a través de dispositivos de expansión es independiente de la presión aguas abajo (evaporador).

Las condiciones de flujo bloqueado generalmente coinciden con el flujo crítico. El anterior concepto es válido tanto para flujo monofásico como bifásico. Sin embargo, a menudo, el concepto de flujo crítico es asociado con el hecho que en dichas condiciones de flujo la velocidad crítica es idéntica a la velocidad sónica, lo que es válido para flujo monofásico pero no tan evidente para flujo bifásico. Esto es debido principalmente al deslizamiento entre las fases en flujo bifásico y al desequilibrio termodinámico resultante en la despresurización.

En Bombas de Calor y Sistemas de Refrigeración, cuando el flujo de refrigerante circula a través de un dispositivo de expansión el flujo sufre una despresurización súbita y el fluido pasa de estado líquido subenfriado a líquido sobrecalentado presentándose una condición de líquido metaestable. En este caso, la evaporación

se produce por debajo de su presión de saturación correspondiente a la temperatura de entrada. El punto donde se forma la primera burbuja se denomina punto de “flashing” o autovaporización.

Según la literatura, despreciando la formación de burbujas en la garganta, el punto de flashing está virtualmente aguas abajo de la garganta, en la vena contracta. Por lo tanto, considerando las condiciones de flujo incompresible estacionario sin viscosidad (se desprecia la fricción) entre un punto aguas arriba de la garganta y la vena contracta se puede aplicar la ecuación 8.1 correspondiente a flujo estacionario incompresible para calcular el gasto másico circulante por la válvula de expansión:

$$\dot{m} = C_f A_g \sqrt{2\rho(P_i - P_f)} \quad (8.1)$$

Donde:

\dot{m} es el gasto másico circulante por la válvula (kg/s).

C_f es el coeficiente de flujo o de descarga.

A_g es el área geométrica mínima de la garganta (m²).

P_i es la presión aguas arriba (Pa).

P_f es la presión de “flashing” o autovaporización (Pa).

Como se comentó en los antecedentes, la aparición de la condición de flujo metaestable ha sido verificada experimentalmente por diversos autores. Uno de los primeros trabajos que trataron en detalle este fenómeno fue realizado por Alamgir y Lienhard en [1981]. Este trabajo presentó una correlación para determinar la caída de presión, $\Delta P_f = P_{sat} - P_f$, durante una rápida despresurización para el caso particular de flujo de agua. Las variables independientes en la correlación son la temperatura inicial del agua y la velocidad de despresurización. La correlación fue deducida a partir de la teoría clásica de la nucleación, y ajustada posteriormente con una fuente de datos variada. La correlación resultante es:

$$\Delta P_f = 0.253 \frac{\sigma^{3/2}}{\sqrt{KT_c}} \frac{T_r^{13.73} \sqrt{1 + 14 \Sigma^{0.8}}}{1 - \frac{v_l}{v_g}} \quad (8.2)$$

Además, el rango de aplicabilidad de la correlación es:

$$0.82 \leq T_r \leq 0.935$$

$$0.004 \leq \Sigma \leq 1.803 \text{ Matm/s}$$

Donde:

σ : Tensión superficial (N/m).

T_c : Temperatura crítica (K).

T_r : Temperatura reducida (K).

K : Constante de Boltzman.

P_{sat} : Presión de saturación (Pa).

v_l = Volumen específico del líquido (m³/kg).

v_g = Volumen específico del vapor (m³/kg).

Σ : Velocidad de despresurización, y está definida por:

$$\Sigma = \frac{dP}{dt} = \left. \frac{\partial P}{\partial t} \right|_z + u \left. \frac{\partial P}{\partial Z} \right|_t \quad (8.3)$$

El primer término en el lado derecho representa la velocidad de despresurización estática local, mientras que el segundo término representa la velocidad de despresurización convectiva adicional debido a la aceleración del flujo por el cambio de sección. En el caso de flujo estacionario, la velocidad de despresurización adicional estática local puede considerarse nula.

Abuaf et al. [1983] desarrolló mediante la ecuación de Bernoulli y la conservación de la masa una expresión para el cálculo de la velocidad de despresurización, Σ , en una tobera.

$$\Sigma = \frac{\dot{m}^3}{\rho^2 A^4} \frac{dA}{dZ} \quad (8.4)$$

Donde:

ρ : Densidad del líquido

Z : Distancia a lo largo de la trayectoria del flujo.

A : Sección de paso.

Para el cálculo de la velocidad de despresurización, Σ , en la ecuación 8.4 hace falta determinar el área en la garganta y la derivada del área de flujo a lo largo de su trayectoria aguas arriba de la garganta.

Los datos experimentales mostraron la existencia de un valor muy bajo de la fracción de huecos hasta el área mínima geométrica. Por lo tanto el área de flujo coincide sustancialmente con el área geométrica de paso.

8.1. Geometría de la válvula de expansión

Para el cálculo del área geométrica mínima de paso de la válvula de expansión se han medido sus cotas en el centro metrológico de UPV, ver **figura 8.1**.

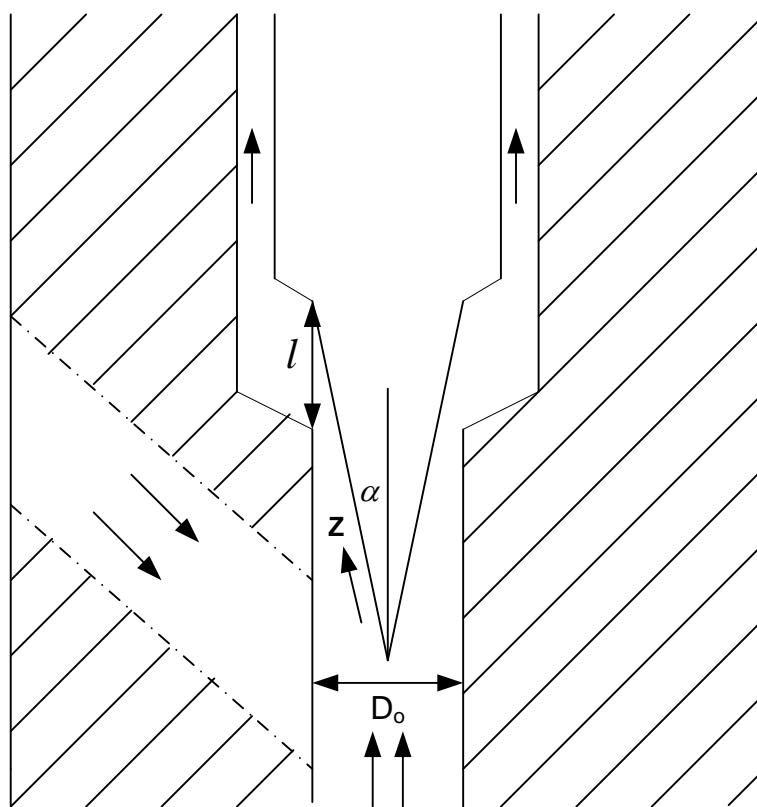


Figura 8.1: Cotas de la válvula de expansión.

Donde:

D_o : El diámetro del orificio ($D_o = 4.25 \pm 0.04$ mm).

l : El levantamiento de la válvula.

α : El ángulo del vástago ($\alpha = 9.7 \pm 0.2^\circ$).

El diagrama esquemático del área mínima de paso de la válvula de expansión se muestra en la **figura 8.2**. Se usa por un lado para definir las características del área en la garganta, y por otro lado para calcular la variación del área de flujo a lo largo de su trayectoria, aguas arriba de la garganta, siguiendo la dirección de flujo (Z).

El área mínima geométrica de paso puede evaluarse como el área cónica que tiene por generatriz la distancia vertical d_g en la **figura 8.2**. Partiendo de la fórmula del área lateral del cono y usando las funciones trigonométricas correspondientes, se puede deducir la ecuación para calcular el área mínima en la garganta y también aguas arriba de la garganta, a una distancia ΔZ aguas arriba de la misma:

$$A(\Delta Z) = \pi l(\Delta Z)[R(\Delta Z) + R_o] \quad (8.5)$$

Para la garganta, es decir para $\Delta Z = 0$, el área geométrica resulta:

$$A_g = \pi d_g (R_g + R_o) \quad (8.6)$$

O bien, en función del levantamiento de la válvula, l :

$$A_g = \pi l \left[2R_o \sin \alpha - l \frac{\sin^2 2\alpha}{4 \cos \alpha} \right] \quad (8.7)$$

Para el cálculo de dA/dZ usamos la fórmula general (ecuación 8.5) del área mínima aguas arriba de la garganta, resultando:

$$A(\Delta Z) = \pi(d_g + \Delta Z \tan \alpha)(R_g - \Delta Z \sin \alpha + R_o) \quad (8.8)$$

$$\frac{dA}{dZ} = \lim_{\Delta Z \rightarrow 0} \frac{A_g - \pi(d_g + \Delta Z \tan \alpha)(R_g - \Delta Z \sin \alpha + R_o)}{\Delta Z} \quad (8.9)$$

$$\frac{dA}{dZ} = \pi(d_g \sin \alpha - R_g \tan \alpha - R_o \tan \alpha) \quad (8.10)$$

Expresando de nuevo el resultado en función del levantamiento:

$$\frac{dA}{dZ} = \pi[l \sin \alpha \sin \alpha - (R_o - l \sin \alpha \cos \alpha) \tan \alpha - R_o \tan \alpha] \quad (8.11)$$

Obteniéndose finalmente:

$$\frac{dA}{dZ} = 2\pi[l \sin^2 \alpha - R_o \tan \alpha] \quad (8.12)$$

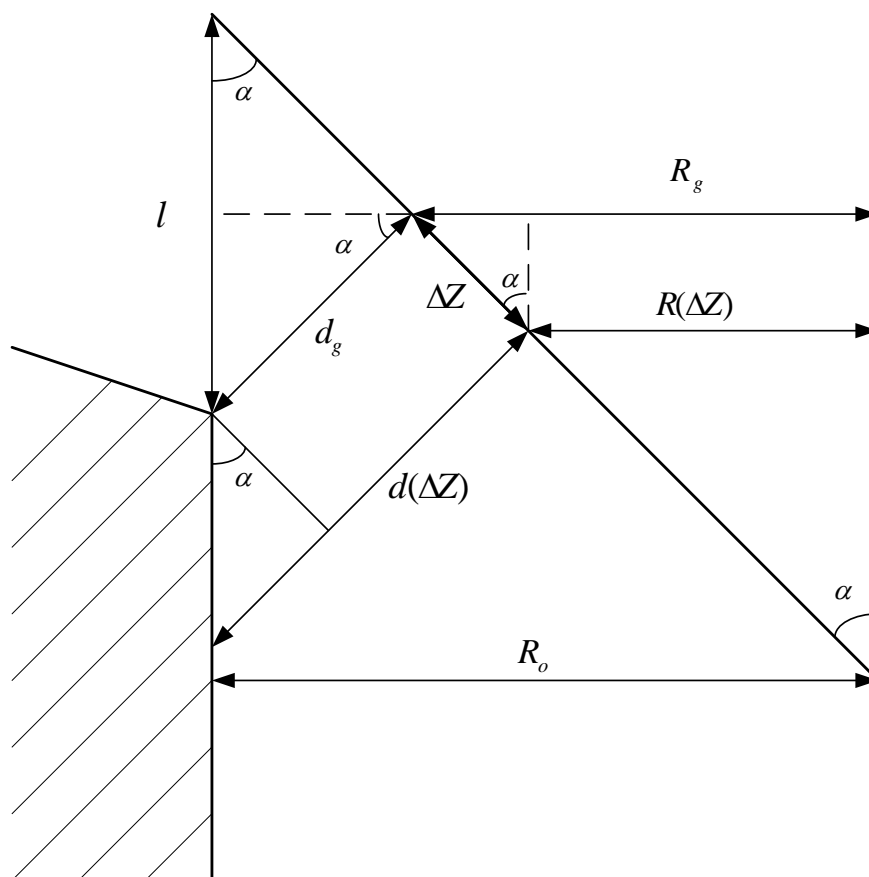


Figura 8.2: Geometría del área mínima de paso de la válvula de expansión.

8.2. El modelo para predecir el gasto másico

Uno de los objetivos de la presente tesis doctoral es desarrollar un modelo para la predicción de la gasto másico circulante a través de válvulas de expansión. Como se ha explicado al principio de este capítulo al resultar el flujo hasta la sección mínima de paso prácticamente líquido, se puede calcular el gasto másico mediante la ecuación 8.1 de Bernoulli modificada. Mientras que la caída de presión $\Delta P_f = P_{sat} - P_f$ y la velocidad de despresurización, Σ , pueden evaluarse mediante la ecuación 8.2 de Alamgir et al. [1981] y la ecuación 8.4 de Abuaf et al. [1983], respectivamente.

$$\dot{m} = A_{eff,mono} \sqrt{2\rho(P_i - P_{sat} - \Delta P_f)} \quad (8.13)$$

$$\Delta P_f = 0.253 \frac{\sigma^{3/2}}{\sqrt{KT_c}} \frac{T_r^{13.73} \sqrt{1 + 14\Sigma^{0.8}}}{1 - \frac{v_l}{v_g}} \quad (8.14)$$

$$\Sigma = \frac{\dot{m}^3}{1.01325 \times 10^{11} \rho^2 A_{eff,mono}^4} \frac{dA}{dZ} \quad (8.15)$$

Donde:

- $A_{eff,mono}$ es el área efectiva monofásica medida y definida en el capítulo 5 con la ecuación 5.6

- $\frac{dA}{dZ}$ es la derivada del área de flujo a lo largo de su trayectoria, aguas arriba de la garganta definida con la ecuación 8.12.
- En la ecuación 8.16 hemos dividido por 1.01325×10^{11} para pasar Σ a Matm/s

El sistema de ecuaciones anterior (8.13-8.15) resulta implícito en el gasto másico circulante por lo que finalmente, se debe usar un método iterativo para resolverlo.

La **figura 8.3** muestra la desviación relativa del gasto másico calculado a partir del modelo descrito. Como se puede observar la desviación relativa varía aproximadamente de -35 % a 0 % y con la tendencia de converger a 0 % con el aumento del levantamiento que está relacionado con el área mínima de paso. Además, la desviación relativa es negativa lo que indica que el gasto másico del modelo tiende a sobrepredecir el resultado.

$$\text{Desviación Relativa DR} = \frac{m_{\text{exp}} - m_{\text{mod}}}{m_{\text{exp}}} \times 100 \quad (8.16)$$

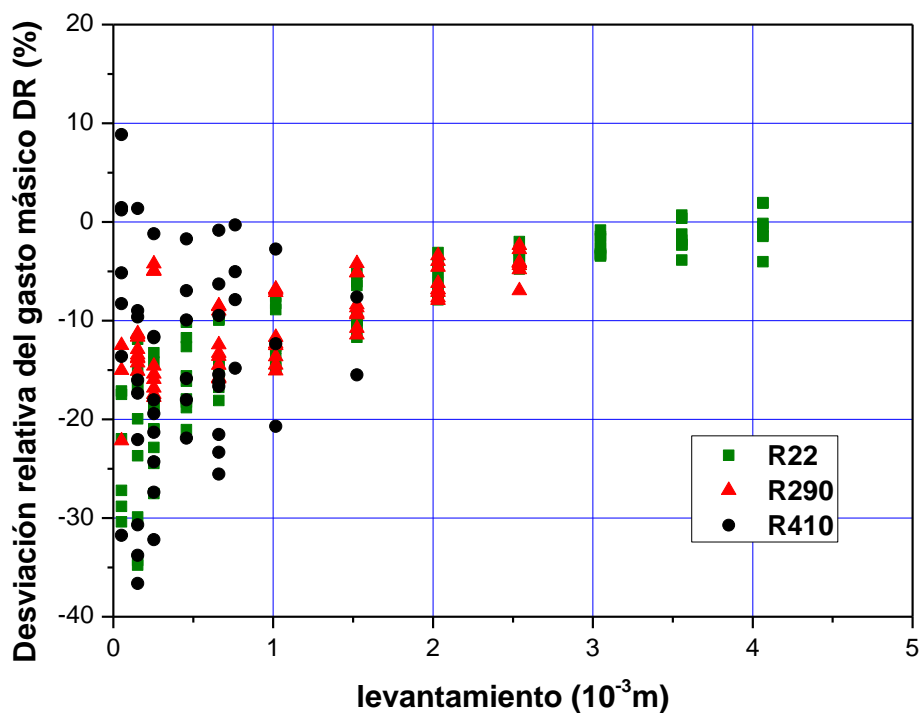


Figura 8.3: La desviación relativa del modelo en función de todos los levantamientos.

La diferencia entre el gasto másico experimental y el calculado con el modelo va disminuyendo con el aumento del área de paso, esto es debido probablemente a que el modelo de flujo presente se deriva básicamente de la ecuación de orificio con flujo monofásico durante todo el proceso, mientras que en el caso de dispositivos de expansión, se produce una capa de vapor anular que va creciendo hacia la garganta pero que todos los investigadores que han podido caracterizarla están de acuerdo en que la fracción total de huecos en la garganta es muy reducida (alrededor de un 2% de la sección de garganta en toberas convergentes divergentes). Esta reducción de área efectiva puede ser diferente en orificios o

válvulas y bien que puede ocurrir que el efecto de la contracción debido a la capa anular de vapor tenga más importancia a levantamientos pequeños que en levantamientos grandes. Esto explicaría la desviación relativa encontrada entre los resultados experimentales y los calculados con el modelo.

Por otro lado, según la bibliografía, a pesar de que se suponía que el “flashing” se produce aguas abajo de la garganta, es difícil determinar el punto de “flashing” debido a la gran caída de presión en el caso de un área pequeña.

8.3. Ajuste del modelo

El último paso que hay que cubrir en el desarrollo de un modelo es su ajuste. El proceso de ajuste consiste en comparar los resultados del modelo con las medidas experimentales y cambiar (o añadir) el valor de parámetros desconocidos o difíciles de medir hasta que los resultados del modelo sean más cercanos a los experimentales.

Tras analizar los resultados del modelo y las medidas experimentales, hemos representado en **la figura 8.4** la relación entre el gasto másico experimental y el calculado en función del levantamiento. Como se observa en la figura, el valor medio calculado se acerca a la unidad a levantamientos altos, tendiendo a disminuir a levantamientos bajos. Esto podría deberse, como se ha comentado más arriba a que la capa anular de vapor tiene más importancia relativa como estrangulamiento de la sección de paso, a bajos levantamientos que altos. La

línea continua mostrada en la grafica corresponde a la ecuación 8.17 polinomial de segundo grado, ajustada por mínimos cuadrados que permitiría corregir el gasto del modelo con un coeficiente de ajuste.

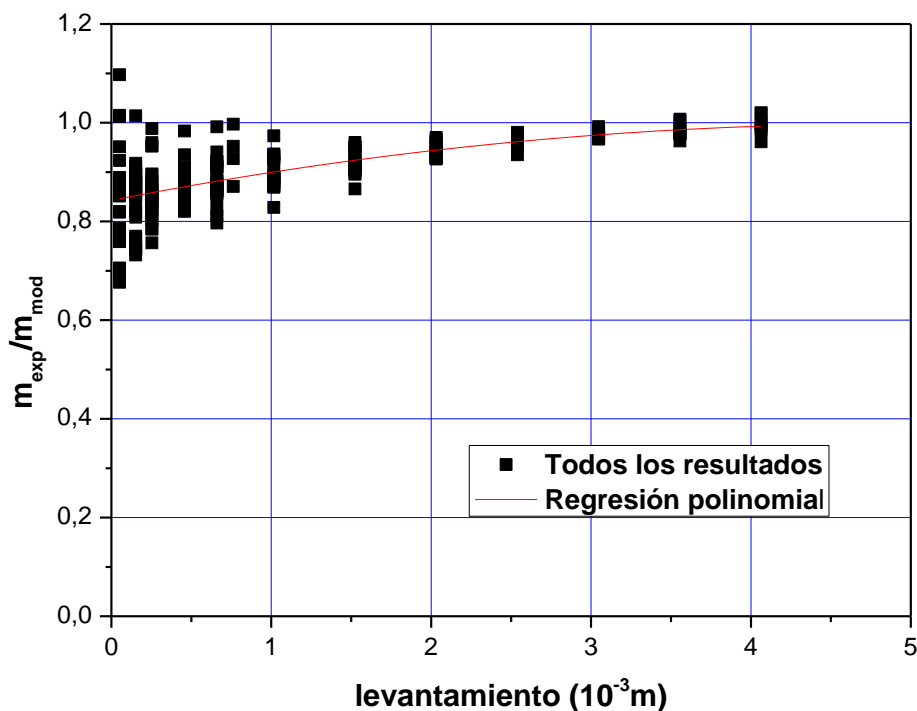


Figura 8.4: Ratio entre el gasto másico experimental y el calculado en función del levantamiento.

El valor de la correlación para el coeficiente de ajuste en función del levantamiento es:

$$C_{bifásico}(l) = -6434.4l^2 + 63.129l + 0.8426 \quad (8.17)$$

Donde l es el levantamiento en (m), y hemos denominado el coeficiente “bifásico” puesto que ajusta el efecto de la aparición de la sección de vapor.

El nuevo coeficiente $C_{bifásico}$ se implementará en el nuevo modelo para tener en cuenta el efecto de la formación de burbujas en función del área de paso para un flujo circulante a través de válvulas de expansión, donde el flujo pasa de un estado líquido subenfriado a líquido metaestable y finalmente a bifásico.

Por lo tanto el modelo que se propone pasa a ser al que se evalúa por la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{real} = C_{bifásico}(l) \dot{m}_{mod} \quad (8.18)$$

La **figura 8.5** representa la desviación relativa del gasto másico calculado mediante el modelo ajustado descrito anteriormente en función del levantamiento. Se puede observar que la desviación es bastante pequeña para levantamientos superiores a 0.25 mm, mientras que la banda de error es bastante importante para levantamientos más pequeños, donde la apertura de la válvula es aproximadamente menor del 6 % del levantamiento máximo de la válvula.

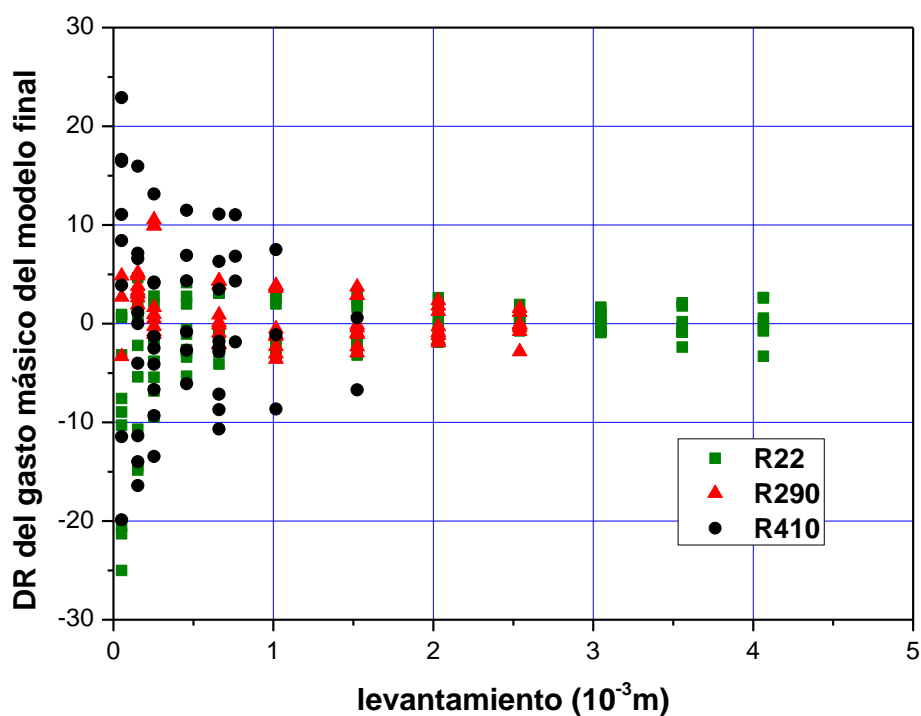


Figura 8.5: La desviación relativa del modelo final en función de todos los levantamientos.

Las razones por lo que la desviación relativa a levantamientos inferiores a 0.25 mm, es mucho mayor pueden ser las siguientes:

- Las medidas experimentales en este rango presentaban una cierta inestabilidad dado que el caudal es muy bajo.
- El área es muy pequeña y menor del 6% de la apertura máxima de la válvula.

- La velocidad de despresurización Σ en estos casos es muy elevada quedando fuera del rango de aplicación de la correlación de Alamgir [1981] utilizada en el desarrollo del modelo.
- Zhang et al. [2006] declaran fluctuación en la medida y valores altos de la desviación relativa en la predicción del gasto másico, calculado a partir del teorema Pi Buckingham, valores de apertura por debajo de un valor del área muy similar: $0.6 \times 10^{-6} \text{ m}^2$.

La **figura 8.6**, muestra la desviación relativa de la predicción del gasto másico circulante por la válvula de expansión en el presente modelo para valores de levantamiento mayores que 0.25 mm. Como puede observarse, el modelo es capaz de predecir el conjunto total de datos con una desviación relativa de -10.67% a 11.47% incluyendo los tres refrigerantes ensayados: HCFC-R22, HC-R290 y HFC-R410A. Aproximadamente el 95% de los resultados de la predicción del gasto másico son consistentes con los datos medidos dentro de una banda de desviación relativa de $\pm 7\%$. Las desviaciones promedio y estándar de las predicciones son -0.033% y 3.29%, respectivamente. Las definiciones de la desviación media relativa y la desviación estándar relativa empleadas son:

$$\text{Desviación Media Relativa DMR} = \frac{1}{n} \sum_1^n \left(\frac{m_{\text{exp}} - m_{\text{mod}}}{m_{\text{mod}}} \times 100 \right) \quad (8.19)$$

$$\text{Desviación Estándar Relativa DER} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_1^n (DR - DMR)^2} \quad (8.20)$$

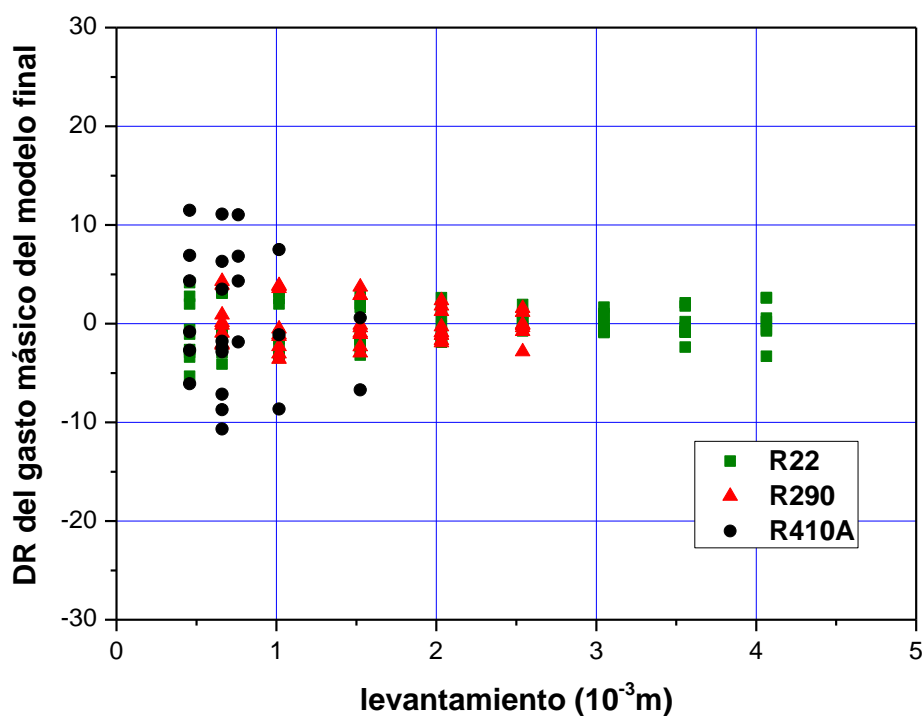


Figura 8.6: Desviación relativa del gasto másico en función de levantamientos mayores que 0.25 mm.

Como se puede observar en **la figura 8.6** las desviaciones relativas de las predicciones del gasto másico para el R22 y R290 son muy similares y muestran mejor concordancia con los resultados experimentales que las predicciones para el R410A. A pesar de que la base de resultados para R410A es menor que para R22 y R290, se puede contemplar la disminución de la desviación relativa de la predicción de los datos del R410A con el aumento del levantamiento. No se ha encontrado una causa que explica que las desviaciones sean mayores para este refrigerante.

En la **tabla 8.1**, se muestra un resumen de la desviación máxima, mínima, media y estándar entre el gasto másico experimental y calculado a partir del modelo final desarrollado en esta tesis doctoral, para los tres refrigerantes empleados como fluidos de trabajo en la realización de los datos experimentales.

Refrigerante	Max DR %	Min DR %	DMR %	DER %
R22	4.14	-5.33	-0.24	2.01
R290	4.29	-3.58	0.04	2.13
R410A	11.47	-10.67	0.51	6.57

Tabla 8.1: Las desviaciones entre el gasto másico experimental y calculado para diferentes refrigerantes.

Las **figuras 8.7 y 8.8**, muestran los valores de la desviación relativa del gasto másico en función de la presión aguas arriba y del grado de subenfriamiento, respectivamente.

Como puede observarse, en la **figura 8.7**, la distribución es homogénea en ambos lados alrededor de la línea de 0 %. Esto implica que la presión aguas arriba no tiene influencia sobre la precisión de la predicción del gasto másico, por lo que parece que su influencia está suficientemente considerada en el modelo propuesto.

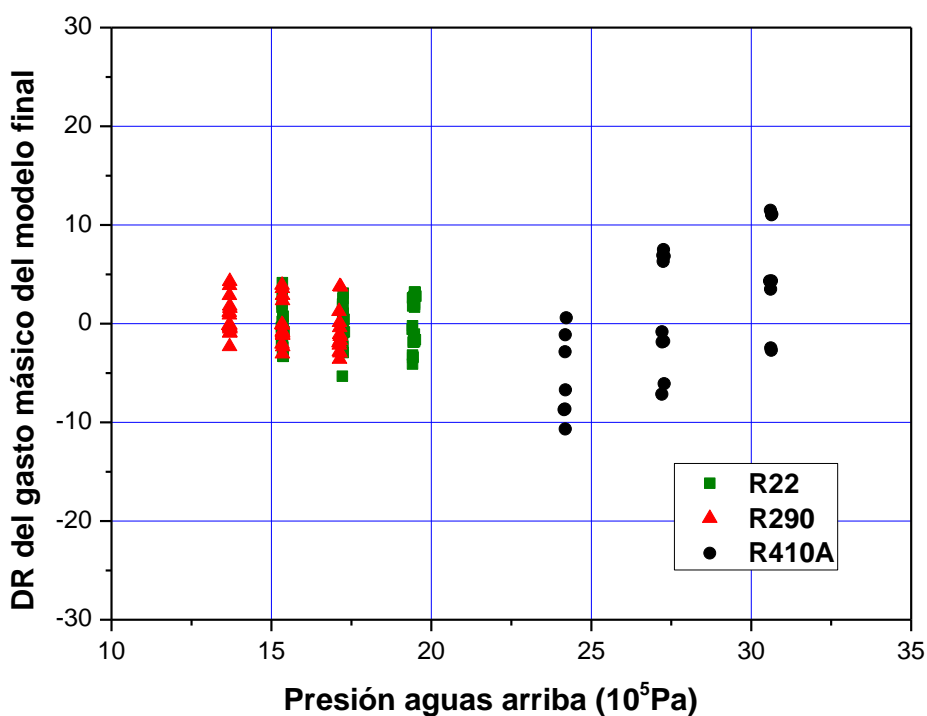


Figura 8.7: Desviación relativa del gasto másico en función de la presión aguas arriba.

La **figura 8.8**, muestra una ligera tendencia decreciente de la desviación con el aumento del subenfriamiento. Esta influencia podría explicarse por el hecho de que a mayor subenfriamiento de entrada la obstrucción debido a la formación de la ligera capa anular de vapor debe disminuir, puesto que a mayor subenfriamiento la aparición de burbujas se retrasa. Se podría introducir una nueva corrección del coeficiente de ajuste que tuviera también en cuenta el subenfriamiento. De cualquier modo, como puede comprobar en la **figura 8.8** el efecto del subenfriamiento no permitiría disminuir la desviación de forma importante. Por ello se ha preferido no introducir más variables para el ajuste del modelo puesto que de ese modo se va perdiendo el sentido físico del mismo.

Sería necesaria una mayor cantidad de datos experimentales para poder correlacionar de una forma más consistente el coeficiente de ajuste empleado.

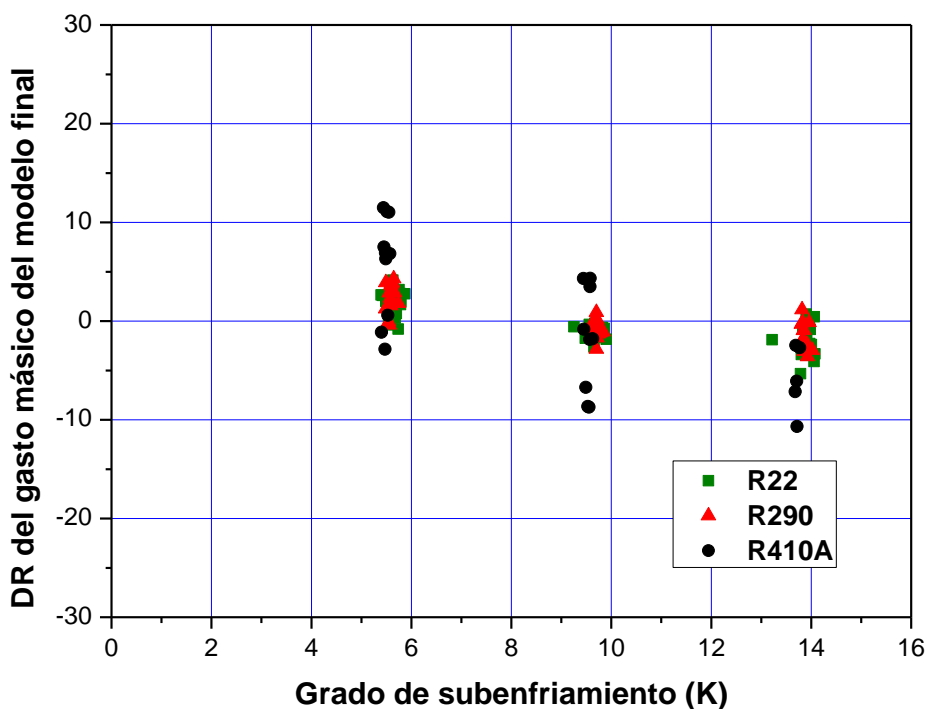


Figura 8.8: La desviación relativa del gasto másico en función del grado de subenfriamiento.

El presente modelo de gasto másico a través de válvulas de expansión se deriva básicamente de la ecuación de orificio para flujo monofásico con la estimación de la despresurización que puede producirse en el proceso a partir de la correlación de Alamgir.et al. [1981]. Los resultados del modelo son muy satisfactorios dado que es capaz de estimar los resultados experimentales con una desviación relativa menor del 7 % para el 95 % de los datos.

Capítulo 9. Conclusiones y trabajos futuros

Este trabajo de tesis doctoral presenta por un lado la caracterización experimental del flujo másico circulante a través de una válvula de expansión con distintos refrigerantes: el R22 (HCFC) como referencia; el R290 (propano) como refrigerante natural, y el R410A (HFC) como uno de los refrigerantes más habituales en la actualidad para equipos de bomba de calor y sistemas de refrigeración, en un amplio rango de condiciones de funcionamiento, para diferentes levantamientos de la válvula a estudio. Por otro lado, el trabajo incluye también el estudio del modelado del proceso de expansión a través de la válvula, y el desarrollo de un modelo basado en el proceso físico que se produce “flashing”, con capacidad predictiva suficiente para poder determinar el gasto másico circulante a través de la válvula de expansión en función de las condiciones del fluido aguas arriba y el área de paso de la misma. Finalmente, los resultados del modelo han sido comparados con los resultados experimentales, demostrando que el modelo es capaz de predecir el 95% de los puntos con una desviación menor de 7 %.

Conclusiones:

Las conclusiones extraídas de la presenta tesis doctoral se resumen en los siguientes puntos:

- Se ha realizado una caracterización geométrica precisa de la válvula a estudio en el centro metrológico de la UPV, que ha permitido determinar las dimensiones características de la misma, y especialmente el área mínima de paso de flujo.
- Se ha realizado un estudio hidráulico y neumático de la válvula de expansión en sendos bancos de ensayo para determinar con exactitud el área efectiva monofásica.
- Con objeto de la caracterización experimental del flujo crítico circulante a través de la válvula de expansión, ésta ha sido medida con tres diferentes refrigerantes: el R22, R290 y R410A, en un amplio rango de condiciones de operación. Tres diferentes presiones aguas arriba que corresponden a las temperaturas de condensación de 40°C, 45°C y 50°C, y aproximadamente tres diferentes grados de subenfriamiento 5.6 K, 9.7 K y 13.9 K.
- El análisis de los resultados experimentales para los tres refrigerantes empleados han mostrado que el gasto másico a través de la válvula de expansión es fuertemente dependiente de la presión aguas arriba y el grado de subenfriamiento, pero ligeramente dependiente de la presión aguas abajo. Para rango de condiciones de funcionamiento de equipos de bomba de calor y sistema de refrigeración, no se ha observado la primera etapa de flujo bloqueado, sin embargo la segunda etapa del flujo

bloqueado no ideal ha sido observada. Obviamente, el efecto del área de paso sobre el gasto másico es muy determinante.

- El gasto másico del propano (R290) es mucho menor que el R22 y el R410A ya que su densidad es bastante menor que la de los otros dos. Mientras que el gasto másico del R410A es el mayor por sus altas condiciones de presión.
- El modelo de gasto másico a través de válvulas de expansión desarrollado se deriva básicamente en la hipótesis de que el flujo hasta la sección de vena contracta se encuentra prácticamente en su totalidad en estado líquido, por lo que se puede emplear la ecuación de flujo monofásico incompresible a través orificios. Sin embargo, es necesario conocer la presión en la sección de vena contracta. Esta presión se determina a partir de las correlaciones que obtuvieron Alamgir [1981] y Abuaf [1983] para la despresurización del agua en expansiones tipo “flashing”, en los que se produce una despresurización súbita y el líquido subenfriado pasa a líquido metaestable y finalmente a flujo bifásico. La predicción del gasto másico circulante mediante el modelo es considerablemente buena aunque se observa claramente que tiende a sobrepredecir el resultado, siendo la desviación mayor cuanto menor es el levantamiento. Se especula que esto podría estar causado por la aparición de cierta fracción de burbujas que limitan la sección de paso del flujo, la aparición de una cierta capa anular de vapor alrededor del flujo líquido ha sido detectada en algunos estudios

de visualización en toberas convergentes divergentes, limitándose esta capa a una fracción muy pequeña de la sección.

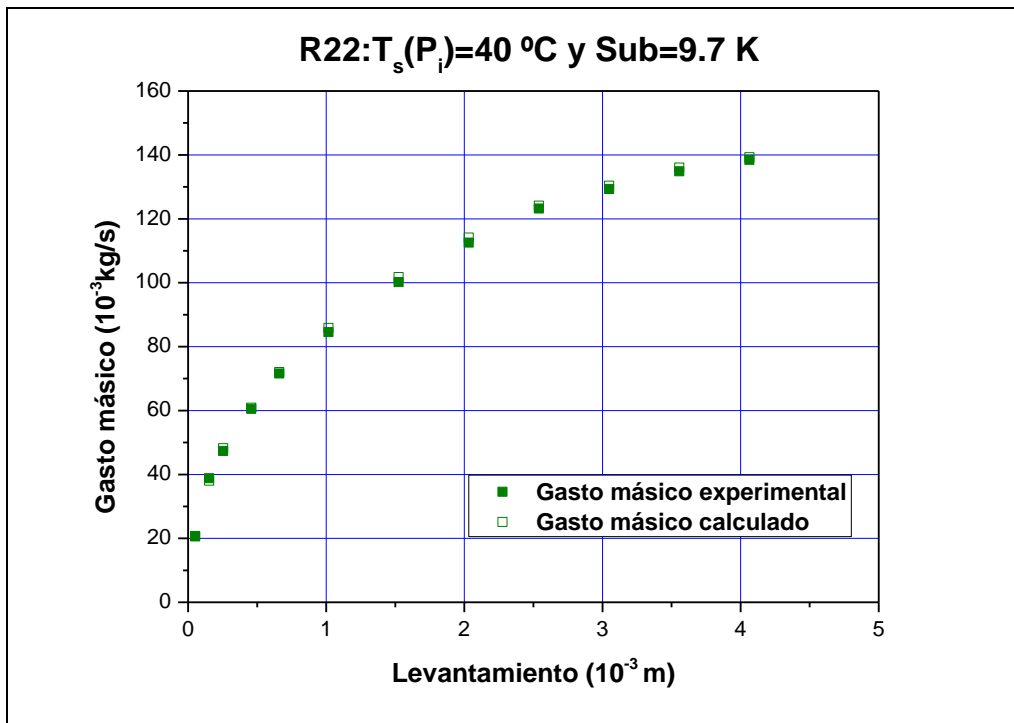
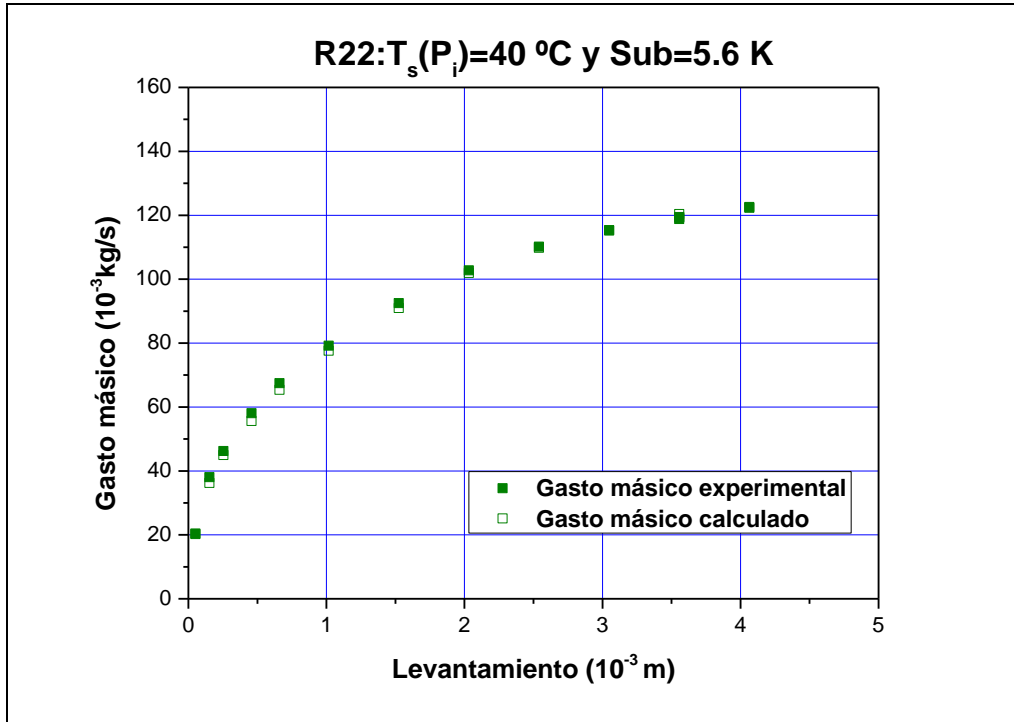
- Se ha añadido un coeficiente de ajuste, $C_{bifásico}$, en el modelo para tener en cuenta el efecto de la restricción del flujo que provoca la formación de burbujas, en función del área de paso de flujo circulante a través de la válvulas. Este coeficiente sólo depende del área de paso y se acerca a la unidad con el aumento del área lo que indica que el efecto del estrangulamiento que produce la formación de burbujas puede ser despreciable a partir de un cierto tamaño del área de paso.
- Los resultados del modelo son muy satisfactorios, llegando a predecir el 95% de los resultados con una desviación máxima del 7 %.
- El grado de subenfriamiento parece tener una débil influencia sobre la desviación del modelo lo cual puede estar también relacionado con el efecto de la aparición de burbujas comentado. Sin embargo se ha decidido no realizar ninguna corrección adicional teniendo en cuenta este parámetro, dado que los resultados son ya considerablemente buenos y la disminución de la desviación final que se obtiene es prácticamente despreciable.

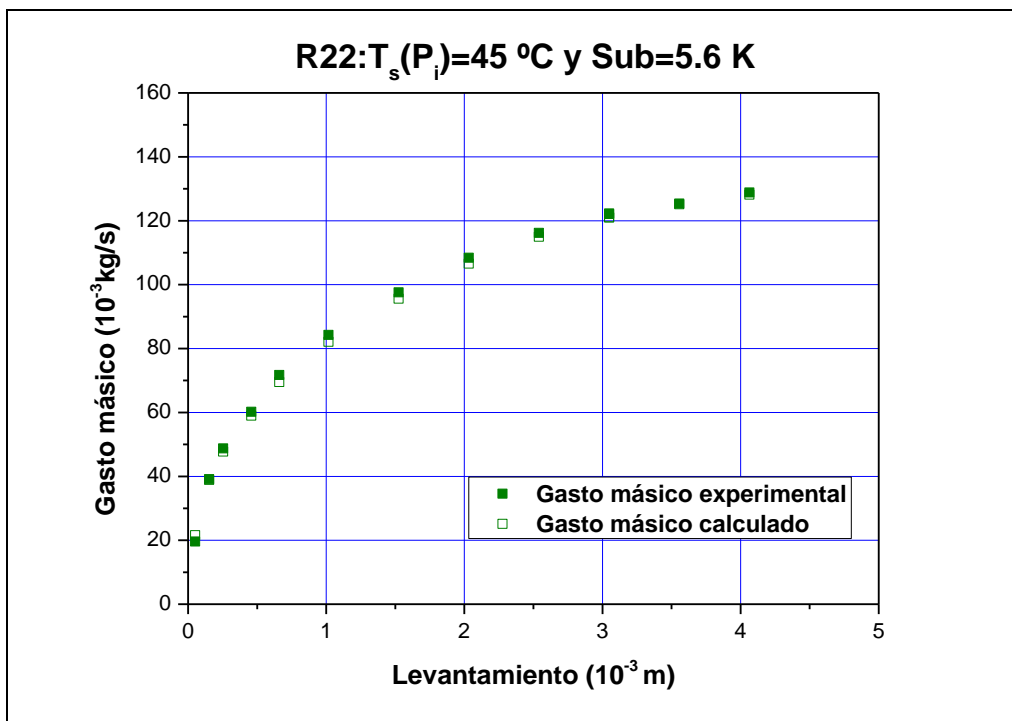
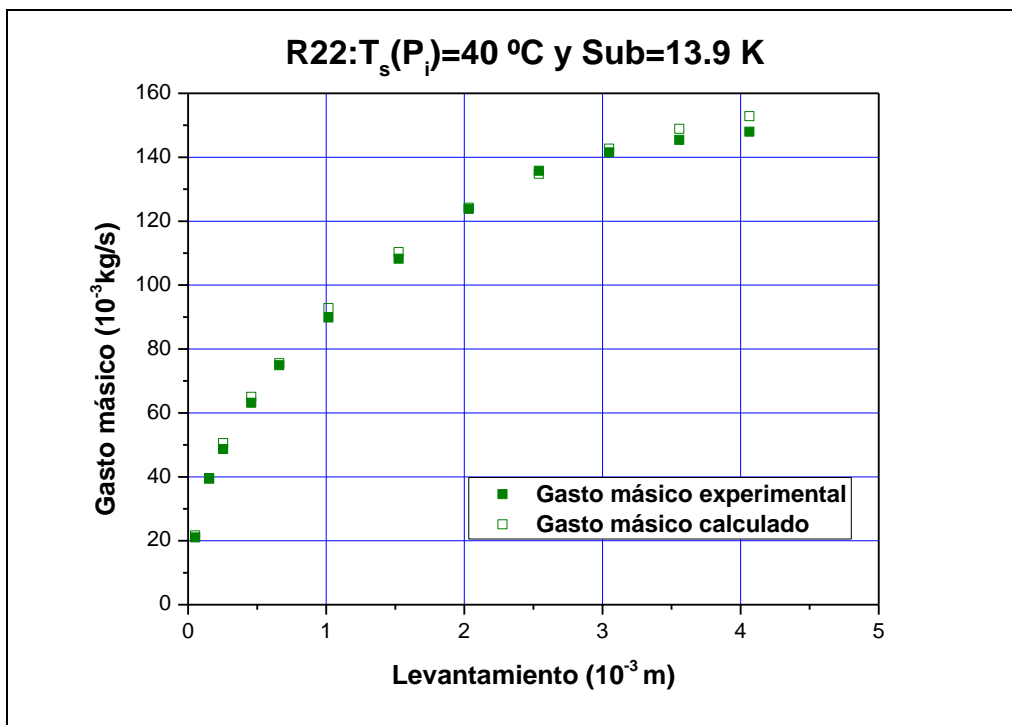
Trabajos futuros:

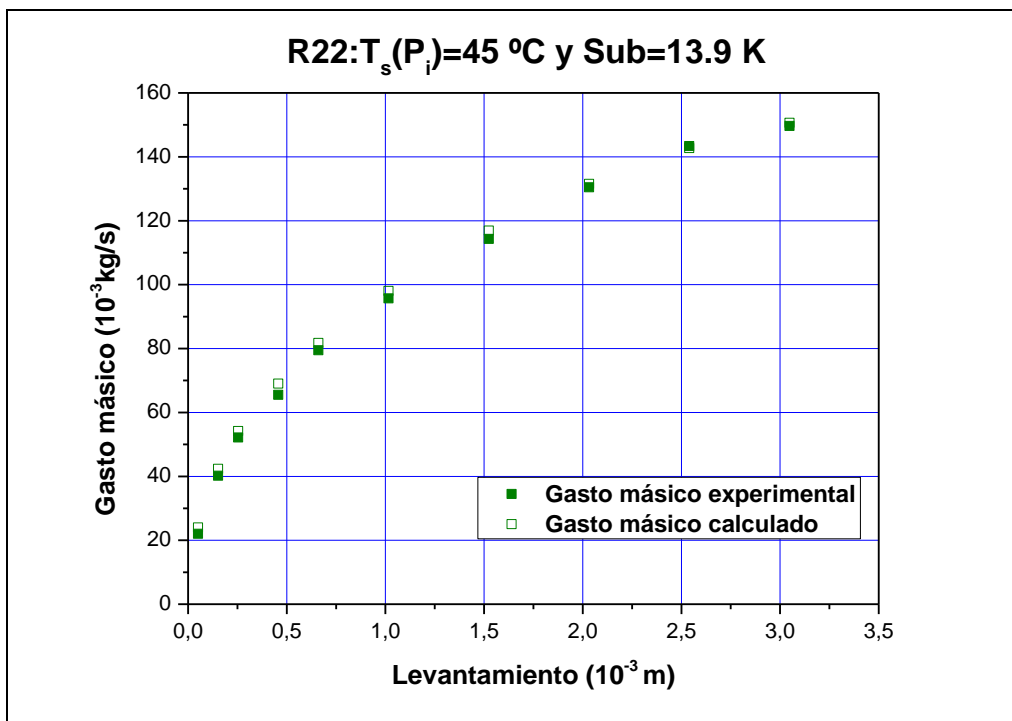
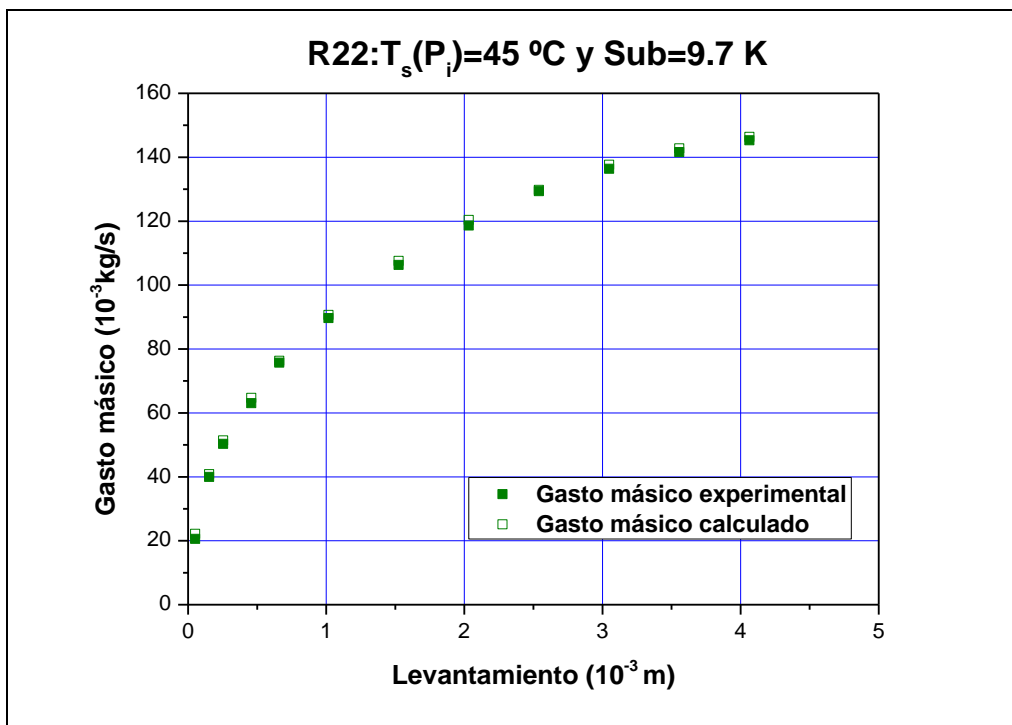
A fin de generalizar y aumentar la capacidad predictiva del modelo sería interesante desarrollar las siguientes líneas futuras de trabajo:

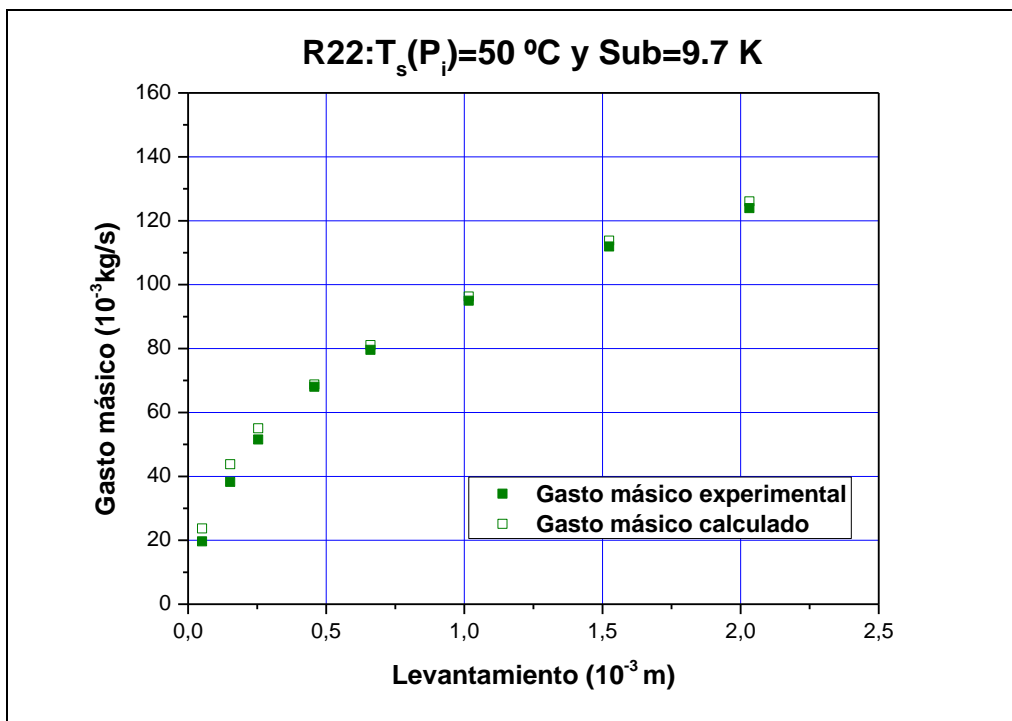
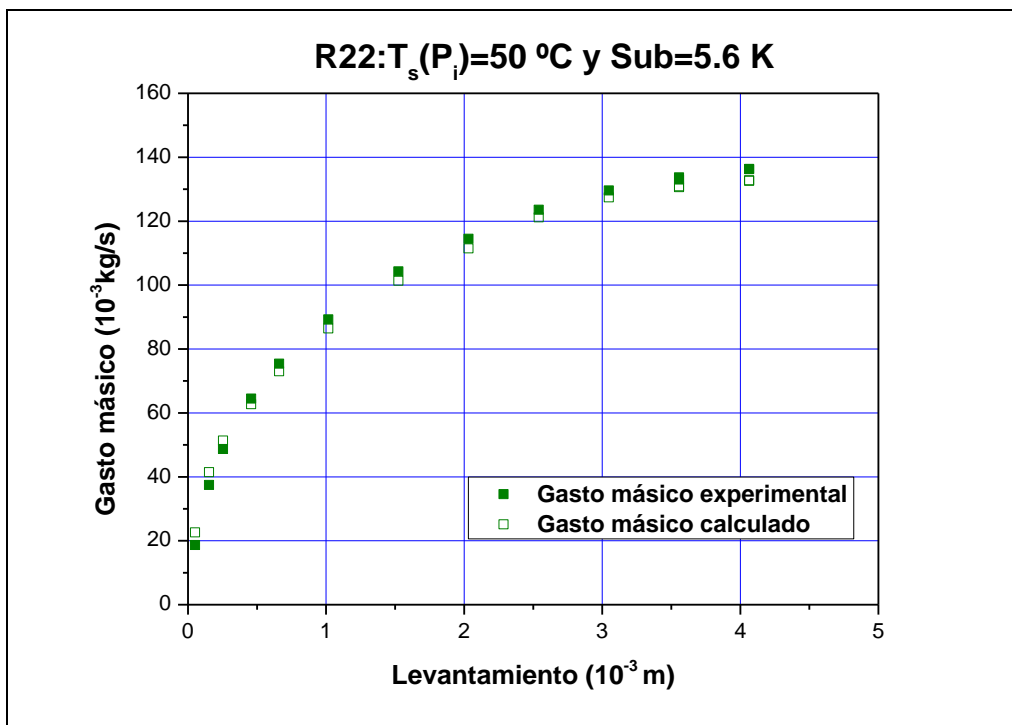
- Completar los resultados experimentales obtenidos con el R410A para levantamientos superiores.
- Hacer un estudio exhaustivo del flujo de refrigerantes a través de dispositivos de expansión con áreas de paso muy pequeñas.
- Ampliar el estudio experimental a nuevos refrigerantes, especialmente aquellos que parece pueden tener una mayor implantación futura, como el HFC-32 y HFC-152a, o los recientes HFOs.
- Investigar diferentes geometrías de válvula, y en particular los de las nuevas válvulas de expansión electrónicas.
- Estudiar el efecto del aceite sobre el flujo de refrigerantes a través de válvulas de expansión, variando su concentración.
- Realizar medidas experimentales con flujo bifásico a la entrada y desarrollar un modelo capaz de predecir el gasto másico circulante en dichas condiciones.

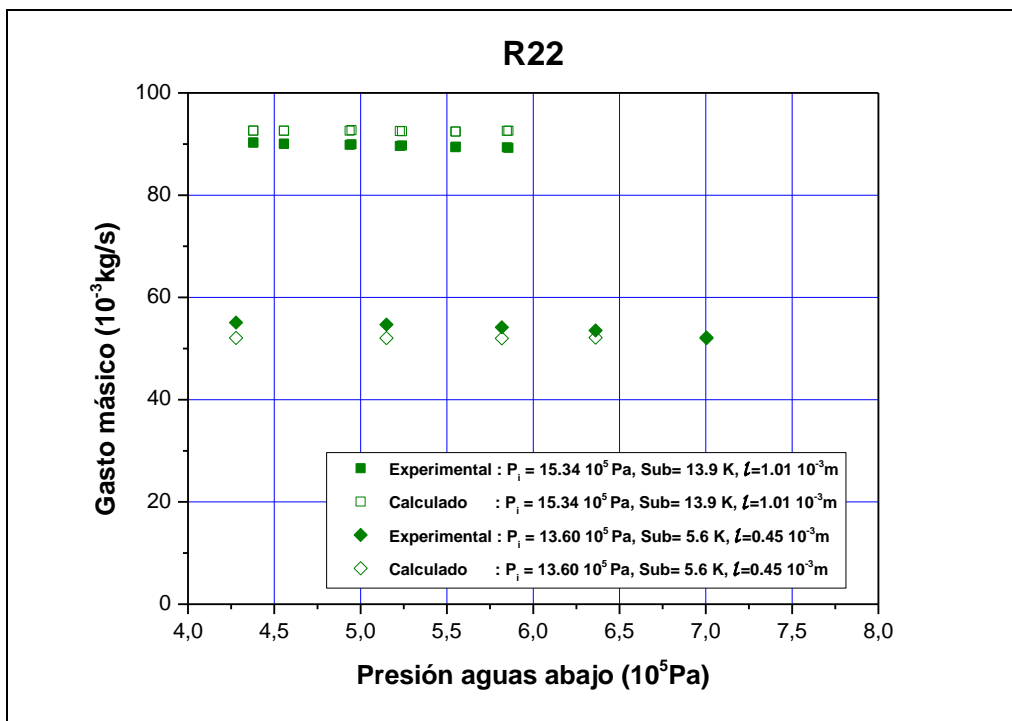
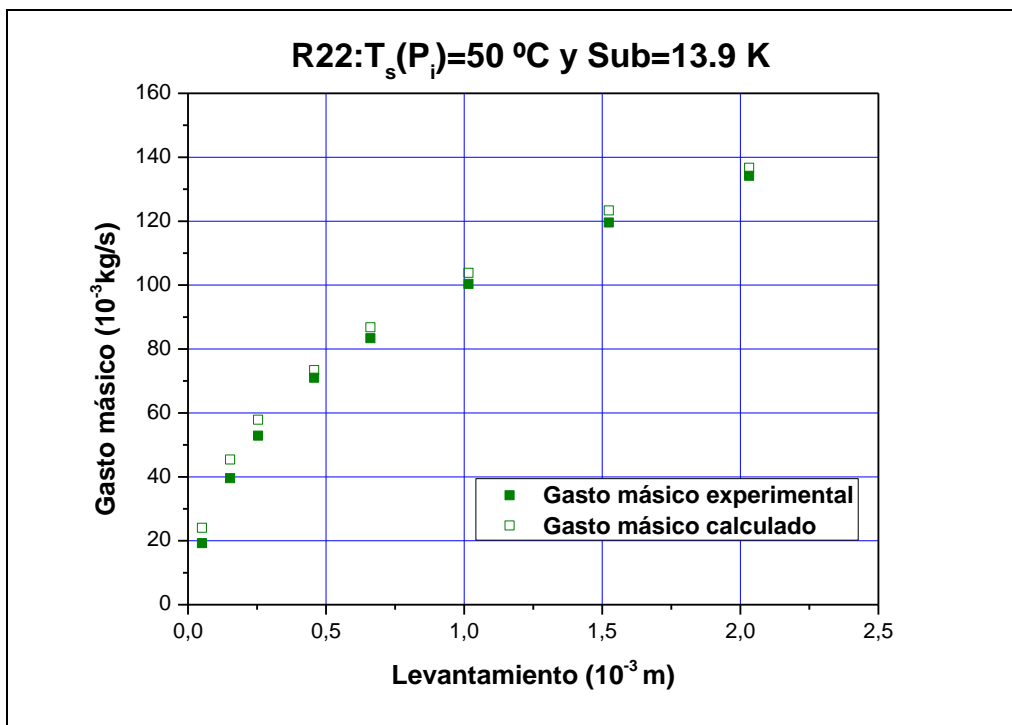
Apéndice A. Todos los resultados

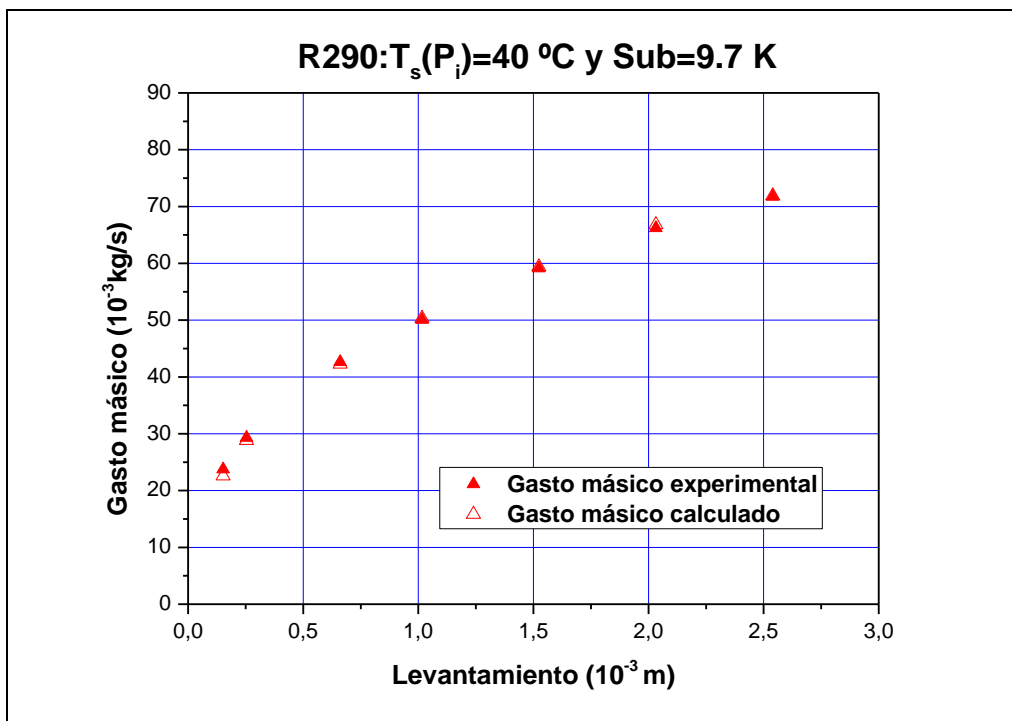
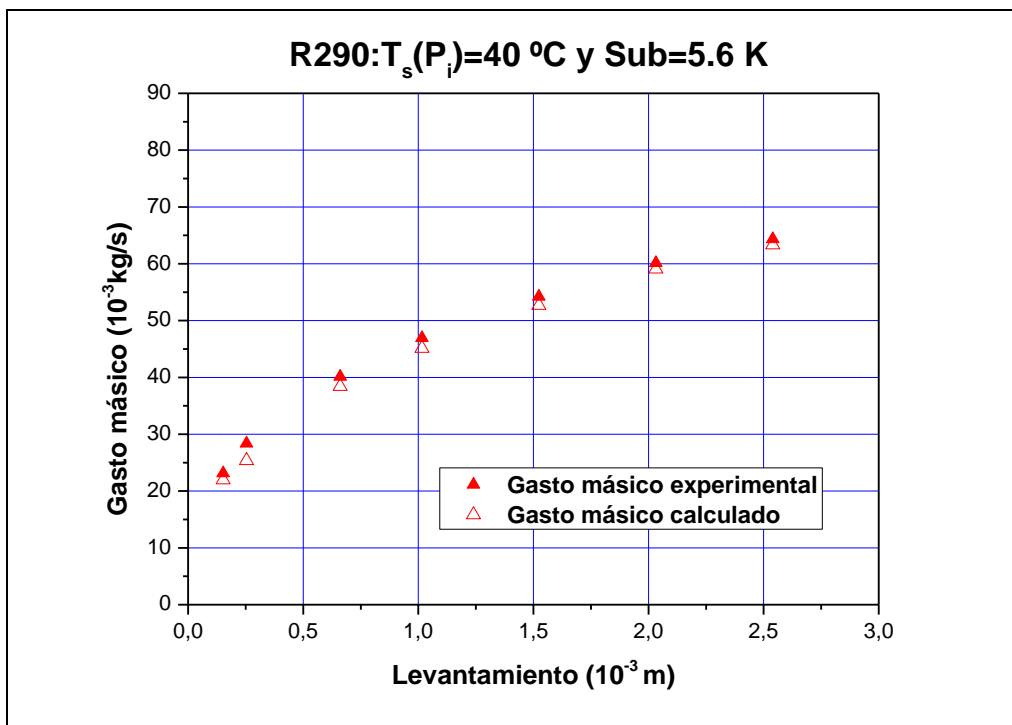


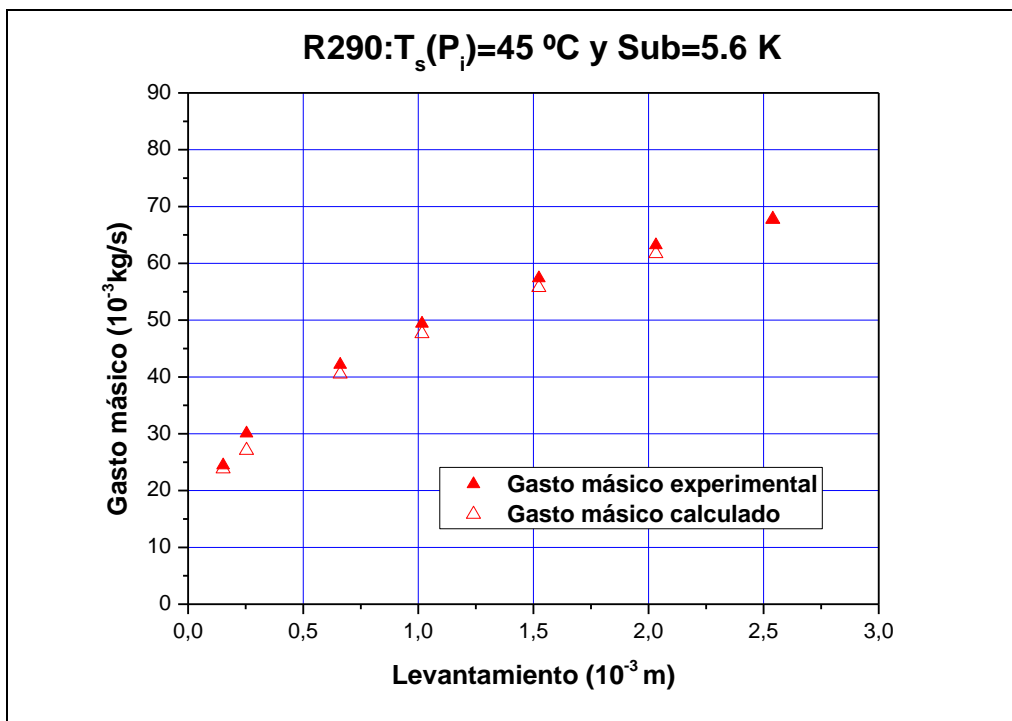
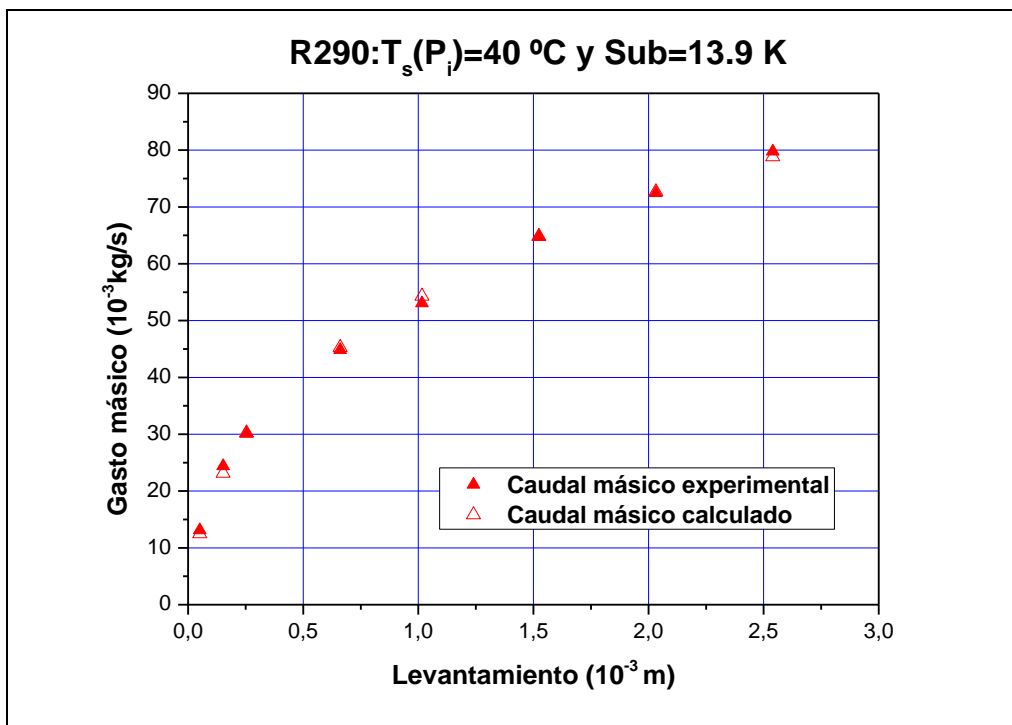


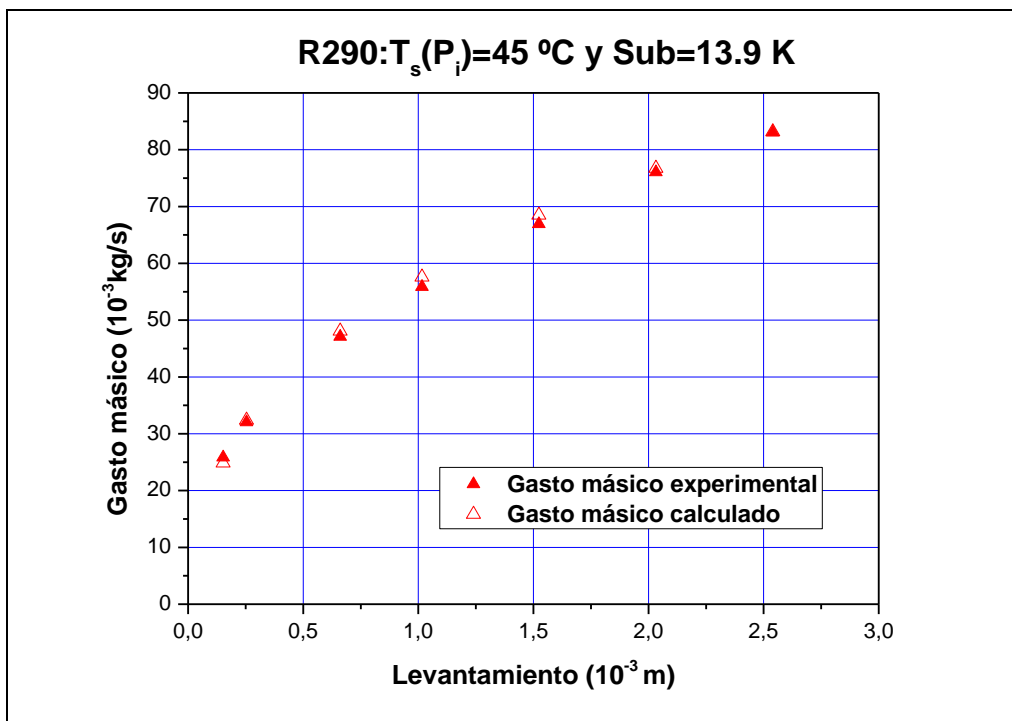
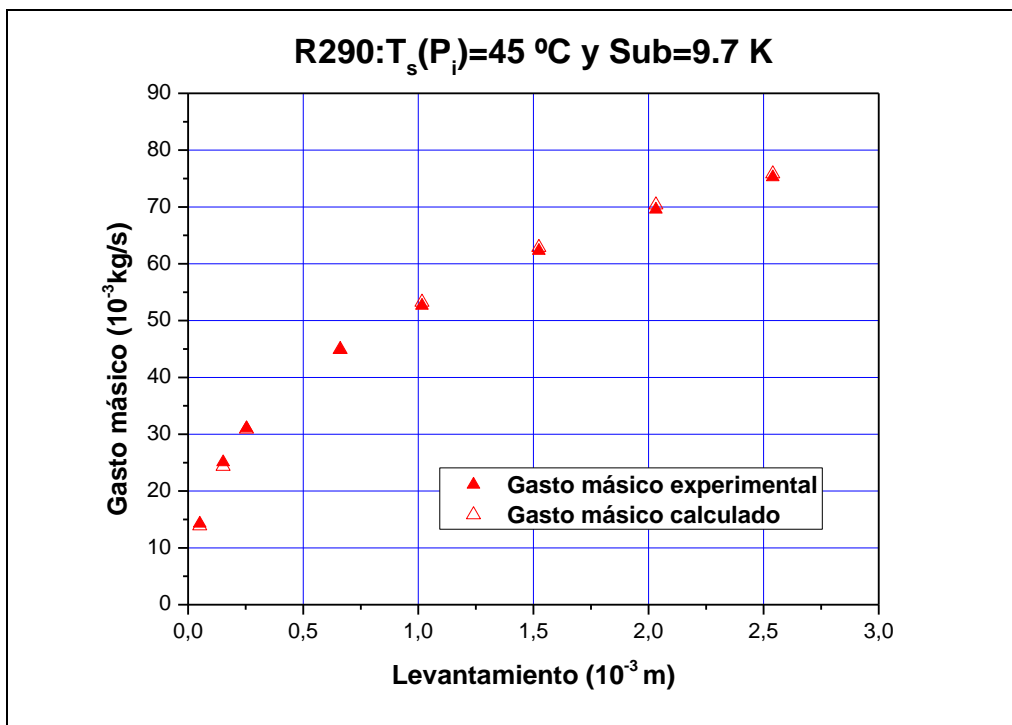


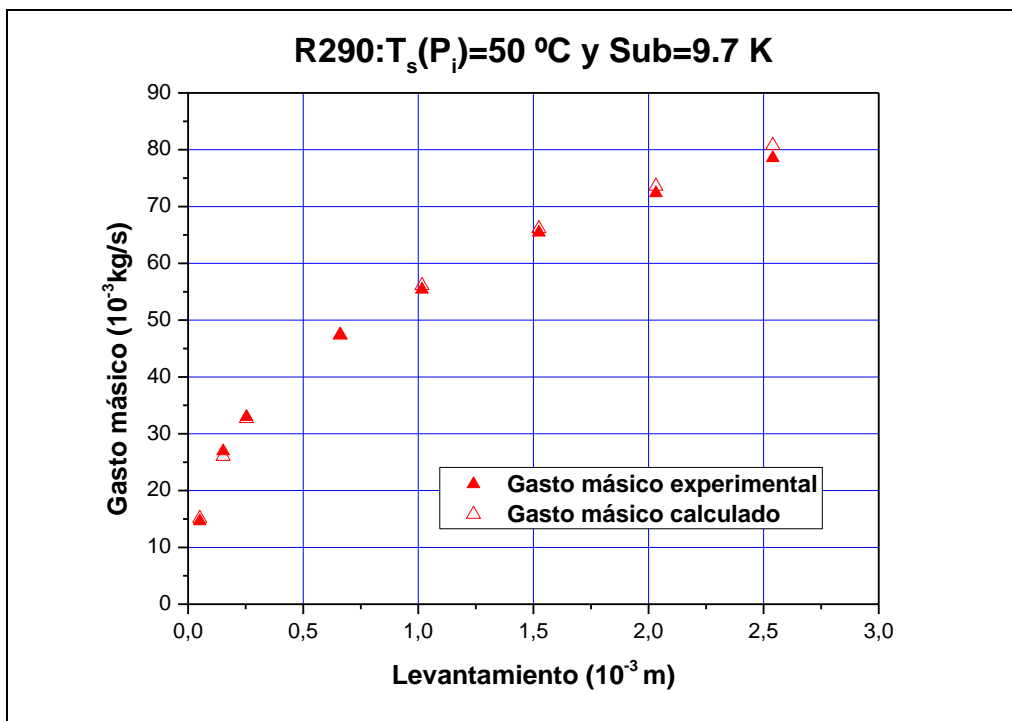
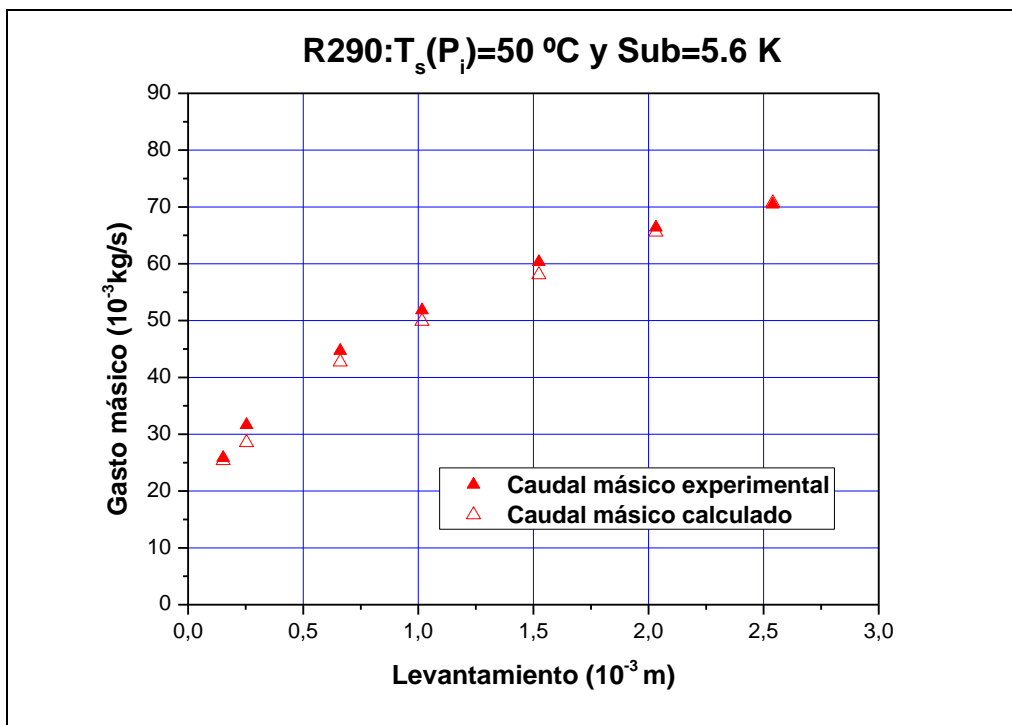


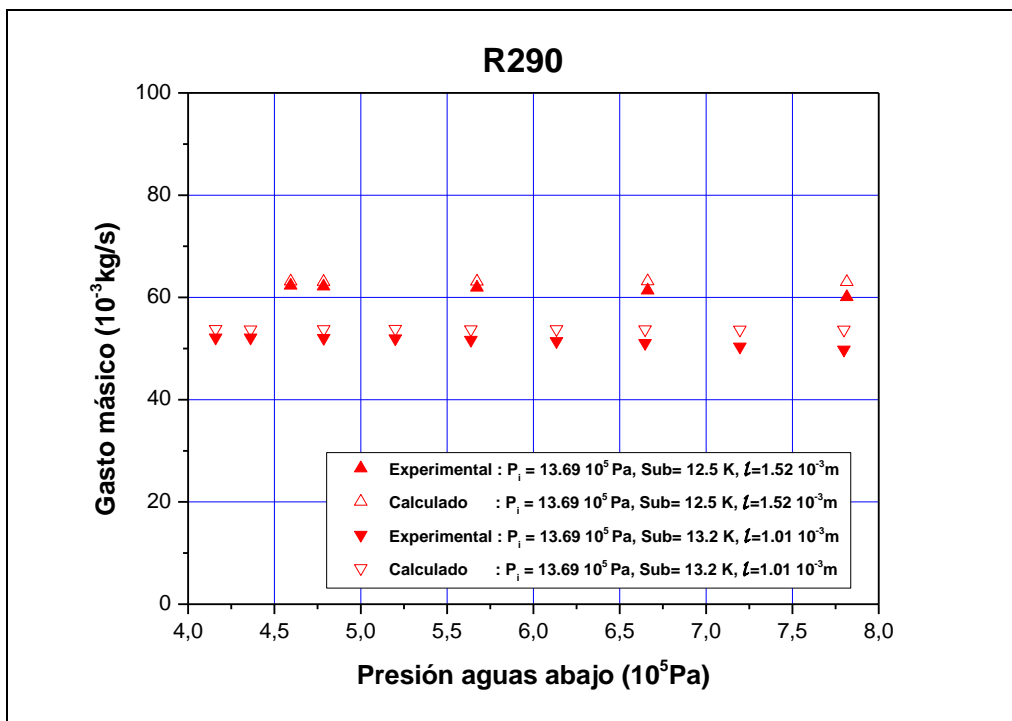
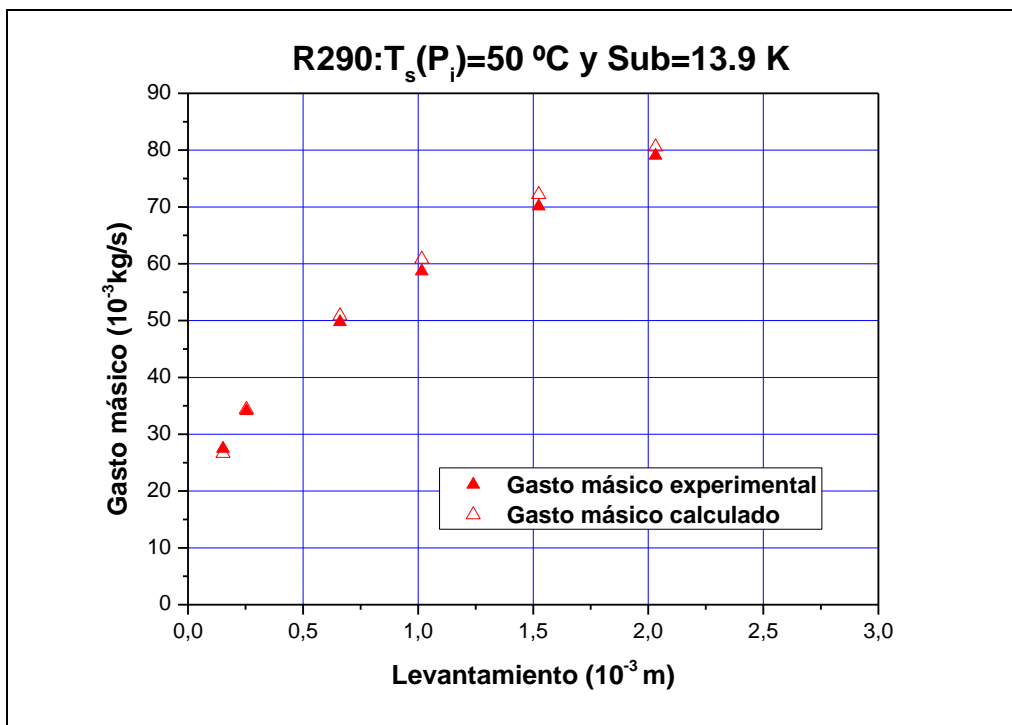


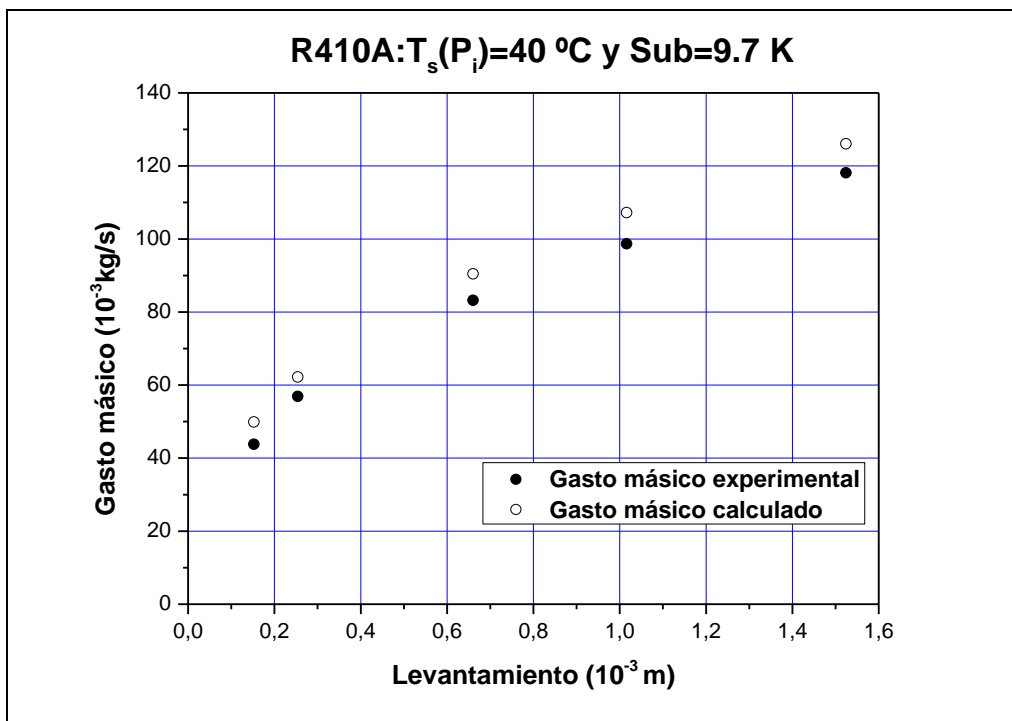
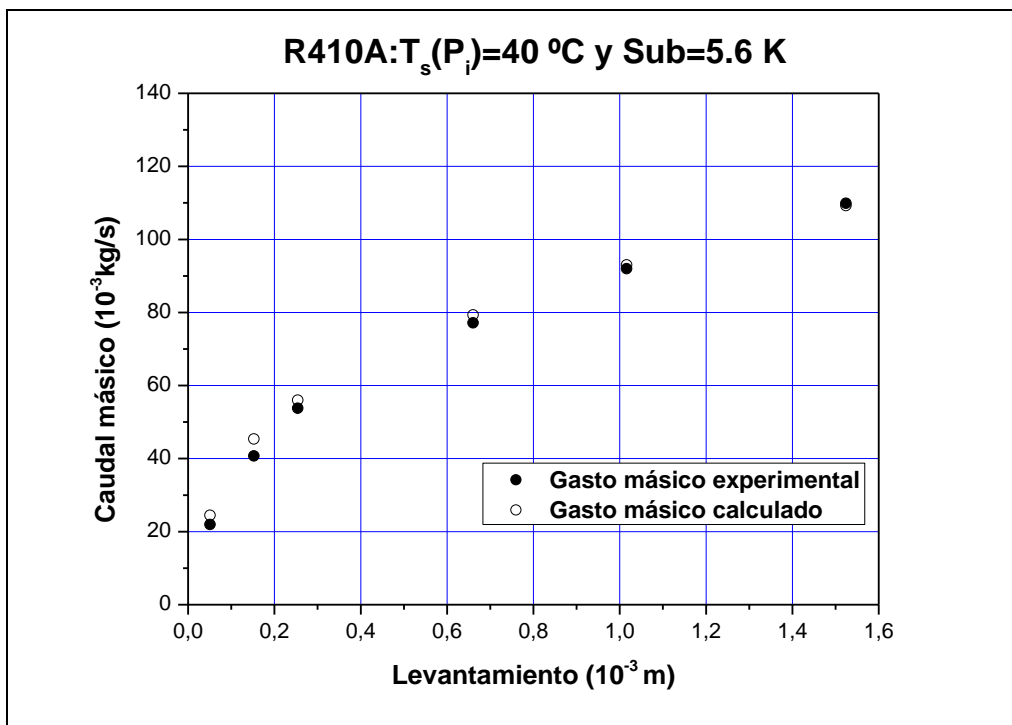


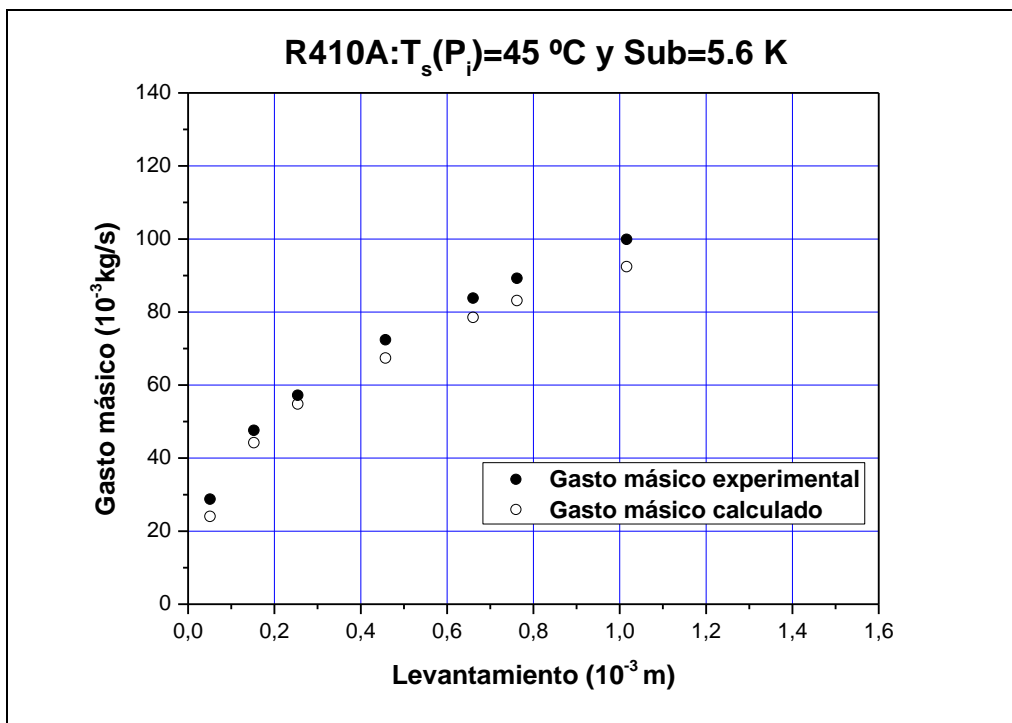
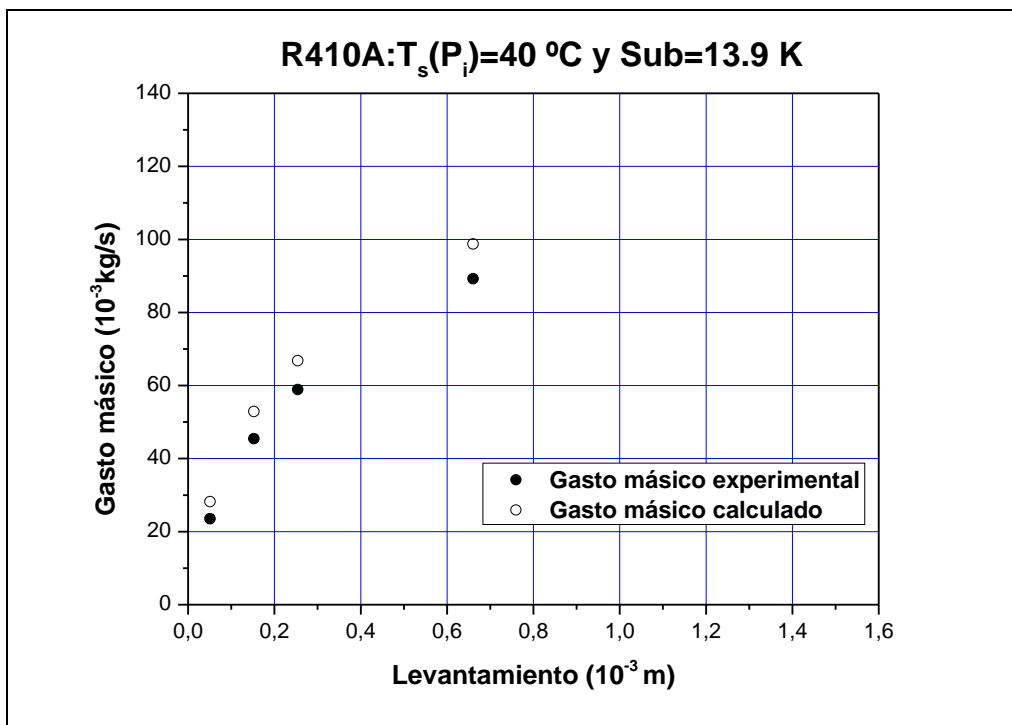


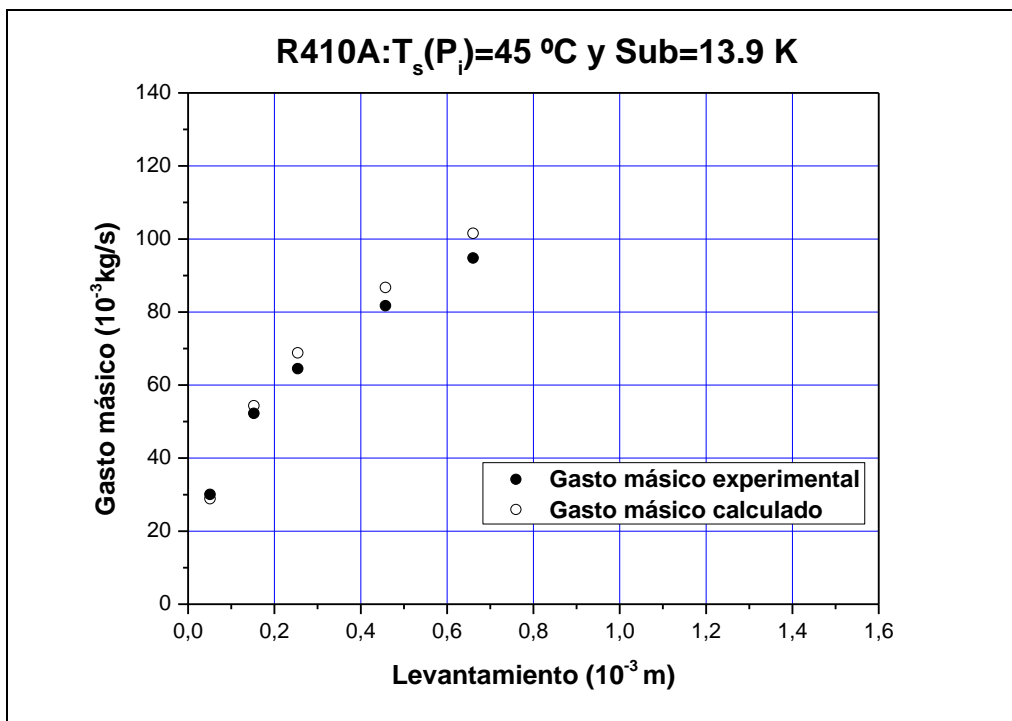
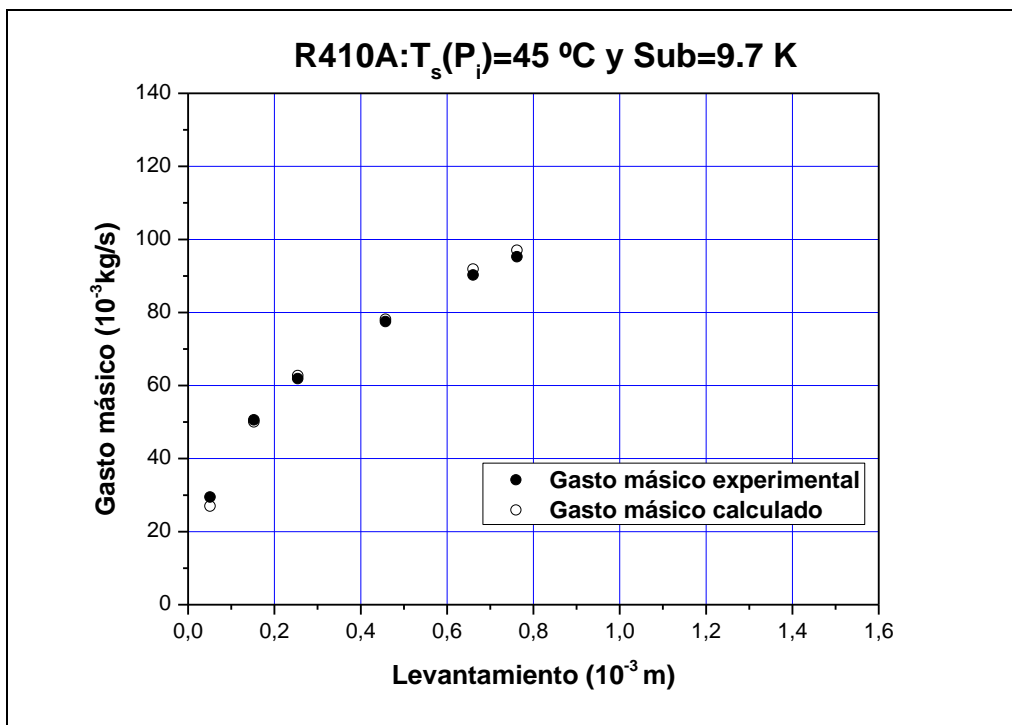


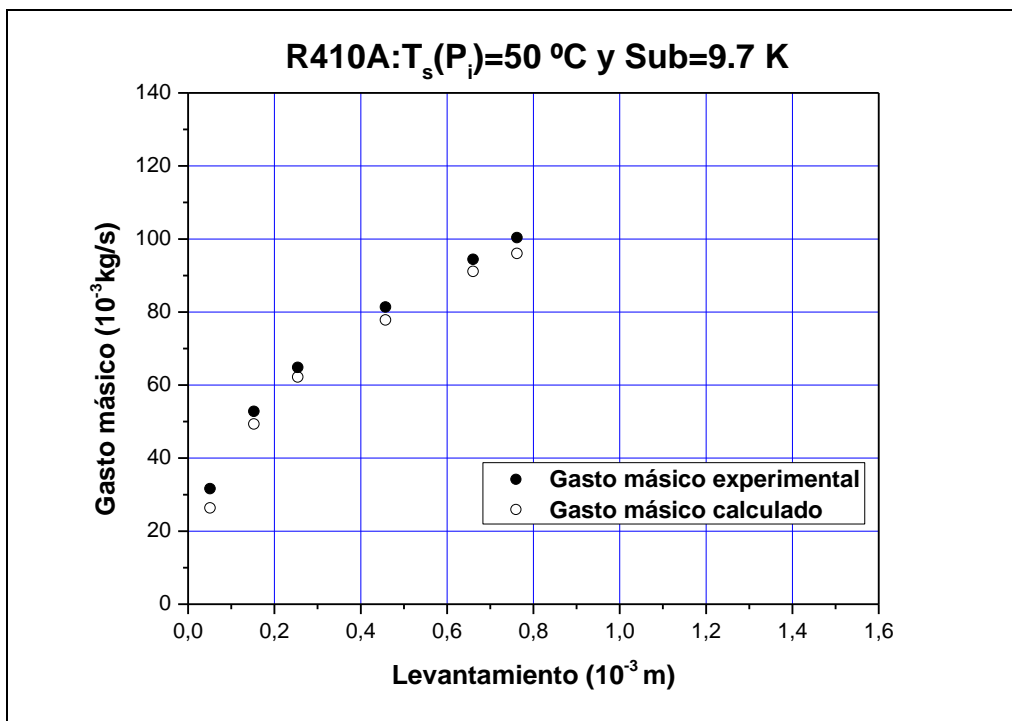
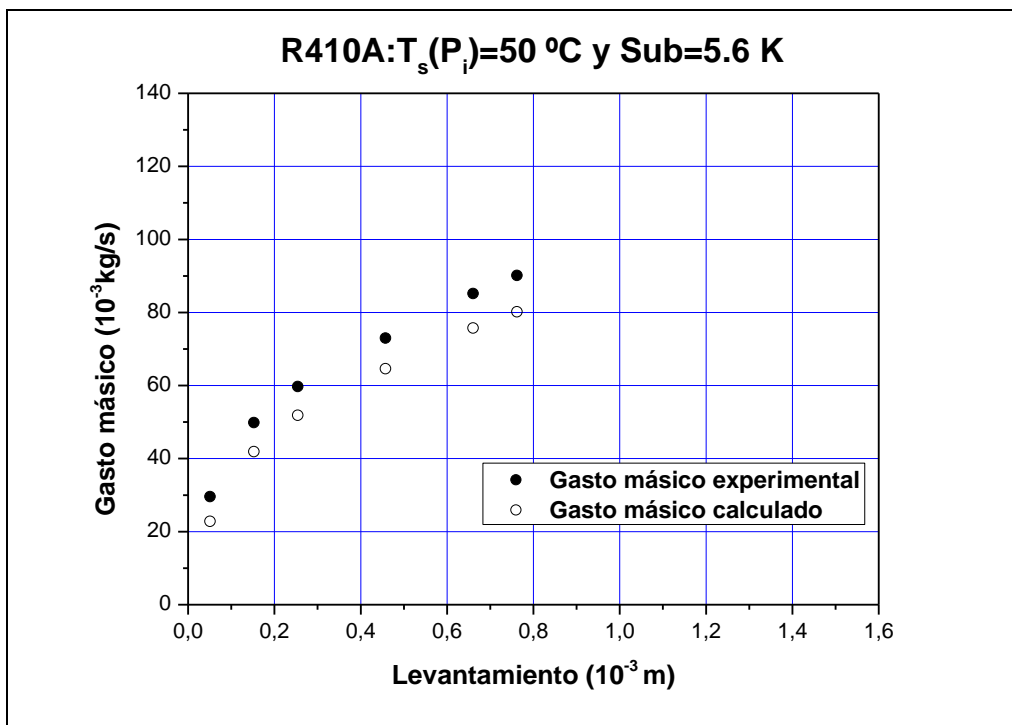


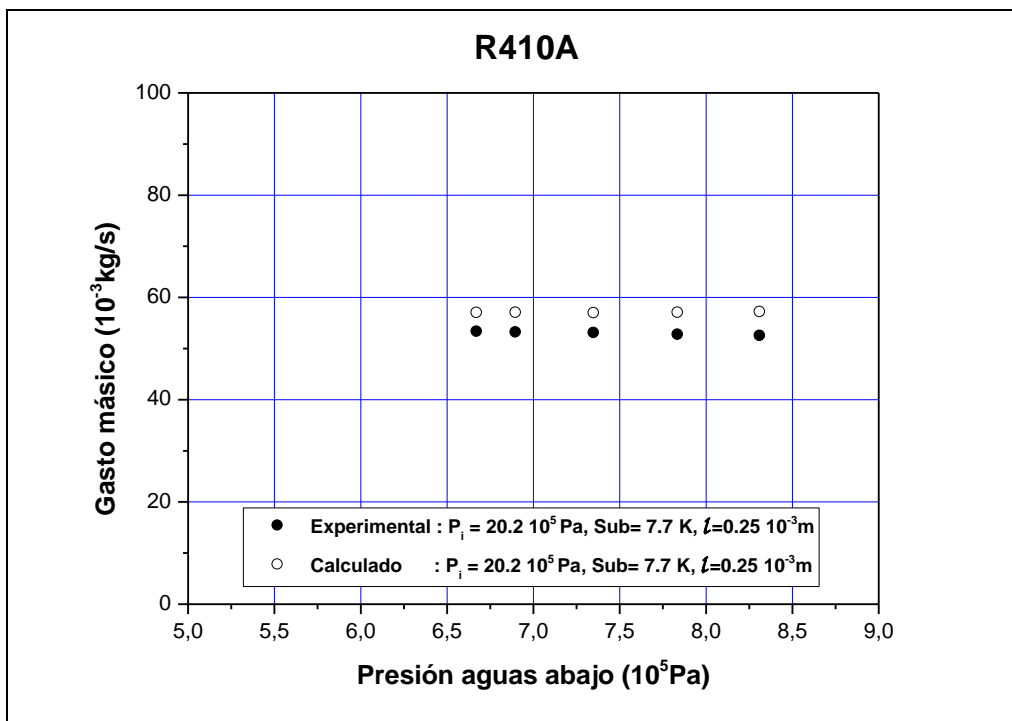
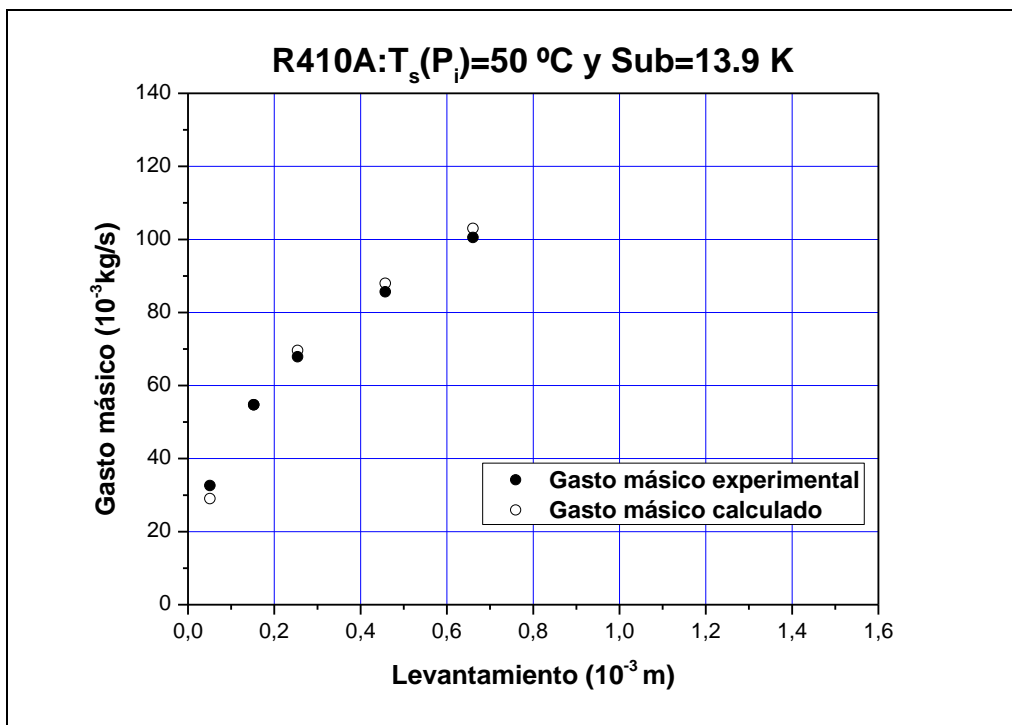












Apéndice B. Artículos publicados

Study about the flashing process through a metering expansion valve

Mohammed Ait Bahajji, José M. Corberán *, Javier Urchueguía,
José González, Juventino Santiago

Instituto de Ingeniería Energética, Universidad Politécnica de Valencia, Camino de Vera 14, ES 46022 Valencia, Spain

Abstract

In this paper, the results from an experimental campaign about the flashing process occurring through a metering manual expansion valve, are presented and discussed. The results involved the measurement at different lifts of the flow-rate flowing through the valve for three different refrigerants R22, R290 (propane) and R410A. First the experimental rig is described and the employed instrumentation is commented upon and the corresponding uncertainties analyzed. The test matrix is then presented and discussed. Then the geometry of the valve is described and an analysis about its geometric throat area as a function of the valve lift is also presented. The results of mass flow rate for different upstream pressure and temperature, subcooling, and downstream pressure are presented and the effect of each of those operating condition on the obtained mass flow rate is discussed. Different flow models are applied in order to evaluate the effective flow area of the valve at every valve lift and a comparison study is performed in order to elucidate which is the model which better explains the obtained results. Finally the results obtained with the best estimate model are shown for the full collection of tested points and the three tested refrigerants.

© 2005 Elsevier Inc. All rights reserved.

1. Introduction

The industry of the Air Conditioning and Refrigeration are in a moment of transition caused by the environmental impact of the emissions of chlorine to the atmosphere. The chlorofluorocarbons (CFC) have a high destructive power of ozone stratospheric (ODP) due to their elevated chlorine content. By the Montreal protocol (1987), the production of these substances has been interrupted in most of the developed countries from 1996. The chlorine that contains hydrochlorofluorocarbons (HCFC) has a shorter time of life in the atmosphere and less ODP than the CFCs. In spite of that, in the last revision of the protocol of Montreal, the HCFCs was including also in the list of controlled substances, and a progressive reduction of its production was planned for its phase-out between 2020 and 2030.

In agreement with the described situation the necessity arises to found new refrigerants with adequate characteristics because a rapid phase-out of conventional refrigerants could paralyse the Air Conditioning and refrigeration industry. Before systems can be designed with alternative refrigerants, thermodynamic and thermophysical properties must first be characterised.

The expansion device is one of the fundamental elements in a refrigeration system. The role of an expansion device in a refrigeration cycle is first to maintain the pressure differential between the low pressure side (evaporator) and the high pressure side (condenser) for a compressor driven refrigerating process, second purpose is to regulate the refrigerant flow to match the heat flux in the heat exchangers. There are two types of expansion device: variable flow area devices and constant flow area devices.

The process of a refrigerant flow through an expansion valve is a flashing process, when the pressure of a liquid suddenly drops below its saturation pressure and the liquid passes from a subcooled to a superheated

* Corresponding author. Tel.: +34 963877323; fax: +34 963877329.
E-mail address: corberan@ter.upv.es (J.M. Corberán).

Nomenclature

A	area (m ²)	T_c	critical temperature (K)
D_0	orifice diameter (m)	T_r	reduced temperature (K)
h	valve lift (m)	T_{sat}	saturation temperature (K)
K	Boltzmann constant	v_f	specific volume of saturated liquid at initial temperature (m ³ /kg)
\dot{m}	mass flow rate (kg/s)	v_g	specific volume of saturated vapor at initial temperature (m ³ /kg)
Sub	subcooling (K)	α	angle (°)
P_{down}	downstream pressure (Pa)	Σ'	depressurization rate (Matm/s)
P_f	pressure at flashing inception (Pa)	σ	surface tension (N/m)
P_{sat}	saturation pressure at inlet temperature (Pa)	ρ	density (kg/m ³)
P_{up}	upstream pressure (Pa)		

state. An accurate knowledge of flashing phenomenon is essential in the determination (prediction) of critical flow rate.

Recent work on expansion devices has focused on constant flow area devices (capillary tubes and short tubes). Chen et al. [1] developed a correlation for metastable flow of refrigerant 12 through capillary tubes. The short tube has studied with R12 and R22 [2], with R134A [3,4] and with R407C [5].

In this study, a manual expansion valve with possibility of changing the position of the needle, operated with a micrometer mechanism, was characterised for HCFC-22 and two alternative refrigerants R290 (propane) and R410A (HFC-32/HFC-125). Experimental results of the present investigation demonstrated the effect of the upstream pressure, upstream subcooling, downstream pressure and valve lift on the mass flow rate in a wide range operation of heat pump and refrigeration system. In addition, different flow models are used in order to evaluate the effective flow area of the valve at every valve lift and all results of each model are shown.

2. Experimental apparatus and procedure

Fig. 1 shows a schematic diagram of the refrigeration components characterization test rig used for the measurement of basic characteristics of manual expansion valve. In order to characterize the manual expansion valve, labelled SS-4BMRG from Swagelok, with different refrigerants two scroll compressors has been used, one labelled SM115S4, from Danfoss Maneurop, for R22 and R290 and the other one labelled ZP54K3E-TFD, from Copeland, for R410A.

Several PID control loops (expansion valve inlet and outlet pressure, subcooling and superheat controls) were incorporated to allow a precise adjustment of the refrigerant conditions at expansion valve inlet (condensing pressure and subcooling) and outlet (evaporating pressure). The rig was thus fully automated, making it pos-

sible to reach any allowable test conditions without manual adjustments.

Safety was a major concern during the conception of the test facility, since the propane was going to be employed. Specific procedures and standards regarding the managing and use of flammable gases were taken into account. These specific measures included the use of intrinsically safe electric material, special propane sensors, the use of emergency switches and alarms and appropriate air renewal procedures to ensure non-critical concentrations in case of leakage.

The mass flow rate was measured by coriolis-type (Fisher-Rosemount Micro-Motion CMF025M) and was compared with the secondary refrigerant calorimeter model, because it is the determining parameter to be analysed. The instrument accuracies of pressure transmitter (Fisher-Rosemount 3051) and temperature transmitter (RTD-PT 100 Ω), given by the calibration certificate of the manufactures, are $\pm 0.02\%$ and ± 0.1 K, respectively.

The test matrix used for the characterization of the manual expansion valve was chosen taking account typical operating conditions of Heat Pumps and Air Conditioners (see Table 1), with 280 data points in total. All measurements were carried out at steady-state conditions with the following fluctuations: inlet temperatures (subcooling) ± 0.1 K; mass flow rate $\pm 0.5 \times 10^{-3}$ kg/s; inlet pressure $\pm 0.02 \times 10^5$ Pa and outlet pressure $\pm 0.01 \times 10^5$ Pa (see Fig. 2).

3. Valve geometry

In order to quantify relevant parameters, the valve was disassembled and its geometrical characteristics were accurately measured in a metrology laboratory. Fig. 3 shows the geometry of the throttling section of the valve. The main geometric magnitudes turned out to be:

$$D_0 = 4.25 \times 10^{-3} \pm 0.04 \times 10^{-3} \text{ m}$$

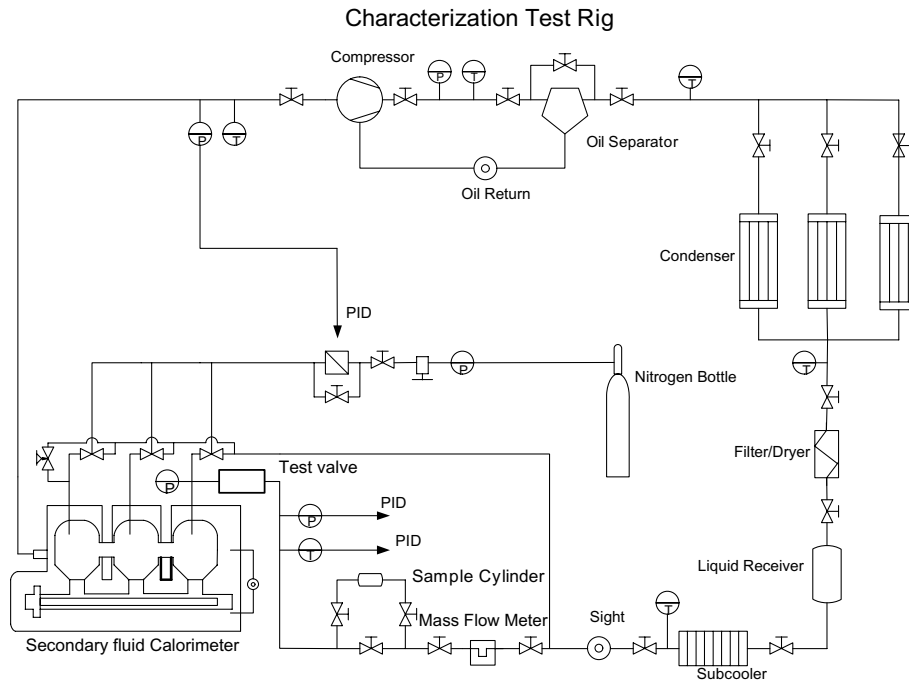


Fig. 1. Schematic of the experimental setup for the characterization of the manual expansion valve.

Table 1
Test matrix of manual expansion valve

Refrigerant	$T_{sat} (P_{up})$ (K)	P_{up} (10^5 Pa)	Sub (K)	h (10^{-3} m)
R22	313.15	15.34	5.6	0–4.064
			9.7	0–4.064
			13.9	0–4.064
	318.15	17.23	5.6	0–4.064
			9.7	0–4.064
			13.9	0–3.048
	323.15	19.43	5.6	0–4.064
			9.7	0–4.064
			13.9	0–2.032
R290	313.15	13.69	5.6	0–2.54
			9.7	0–2.54
			13.9	0–2.54
	318.15	15.34	5.6	0–2.54
			9.7	0–2.54
			13.9	0–2.54
	323.15	17.13	5.6	0–2.54
			9.7	0–2.54
			13.9	0–2.032
R410A	313.15	24.17	5.6	0–1.524
			9.7	0–1.524
			13.9	0–0.6604
	318.15	27.24	5.6	0–1.016
			9.7	0–0.762
			13.9	0–0.6604
	323.15	30.61	5.6	0–0.762
			9.7	0–0.762
			13.9	0–0.6604

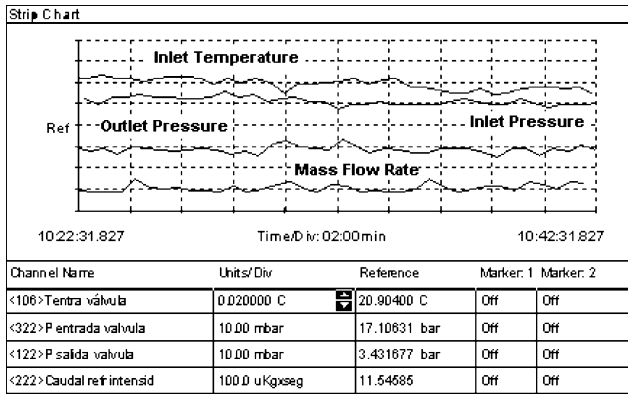


Fig. 2. Sample of measurement fluctuations at steady-state.

$$\alpha = 9.7 \pm 0.2^\circ$$

The measured orifice diameter was in perfect agreement with the information supplied by the manufacturer in the catalogue.

The geometric throat area can be estimated by the following expression:

$$A = \pi h \left[D_0 \sin(\alpha) - \frac{h \sin^2(2\alpha)}{4 \cos(\alpha)} \right] \quad (1)$$

4. Results

4.1. Effect of downstream pressure on mass flow rate

Fig. 4 shows the effects of downstream pressure on the mass flow rate with three different refrigerants (R22, R290 and R410A) and different lift conditions, where the downstream pressure, P_{down} , was always

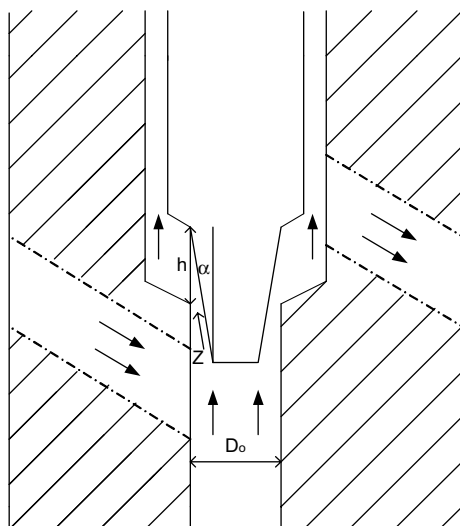


Fig. 3. Geometry of the expansion valve.

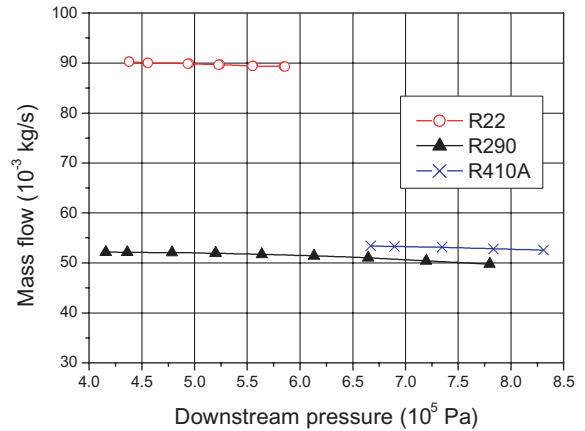


Fig. 4. flow dependency on downstream pressure for following conditions: R22: $P_{up} = 15.34 \times 10^5$ Pa, $Sub = 13.9$ K, $h = 1.016 \times 10^{-3}$ m. R290: $P_{up} = 13.69 \times 10^5$ Pa, $Sub = 13.2$ K, $h = 1.016 \times 10^{-3}$ m. R410A: $P_{up} = 20.02 \times 10^5$ Pa, $Sub = 7.7$ K, $h = 0.254 \times 10^{-3}$ m.

much lower than liquid saturation pressure, P_{sat} , corresponding to the upstream temperature. As can be observed, the mass flow rate of refrigerant was almost insensitive to downstream pressure, just a very slight decrease 2–5% of the mass flow rate was found when the downstream pressure was increased.

In choked flow conditions, the mass flow rate remains constant with further reduction in downstream pressure. Therefore, the flow of refrigerant through expansion valve does satisfy approximate ideal choked flow conditions. In review of the literature, this phenomenon was observed in short tube orifices [2,3,5] and capillary tubes [6]. But of course, it is common to any expansion device in refrigeration systems.

4.2. Effect of upstream pressure on mass flow rate

Fig. 5 shows the variation in mass flow rate with upstream pressure, where the abscissa axis represent the saturation temperature (condensation) corresponding to upstream pressure for each refrigerant. As can be observed, the mass flow rate is proportional to upstream pressure by keeping the subcooling, the downstream and valve lift constants.

Aaron and Domanski [2] noted two separate factors to explain the effects of upstream pressure on mass flow rate. For a constant subcooling, as the upstream pressure increases, the upstream liquid density decreases due to fluid temperature increasing. This first effect tends to decrease the mass flow rate. But the allowable subcooled pressure drop, the difference between the upstream pressure and saturation pressure increases. This second effect tends to increase the mass flow rate because once the fluid flashes, the fluid becomes approximately choked.

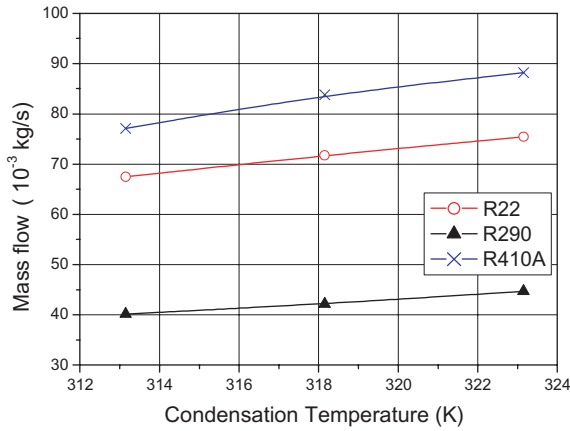


Fig. 5. Flow dependency on upstream pressure (condensation temperature) with constants subcooling (5.6 K) and valve lift (0.6604×10^{-3} m).

Therefore, the effect of allowable subcooled pressure is more dominant than the effect of density on mass flow rate. These trends are also observed in published literature with capillary tubes and short tube orifices.

4.3. Effect of upstream subcooling on mass flow rate

To see the effects of the upstream subcooling on mass flow rate through the expansion valve, a series of tests were performed, where the upstream pressure was set to three different values and the upstream subcooling has been varied from 5.6 K to 13.9 K at different valve lifts (see Table 1). Fig. 6 shows the mass flow rate through the expansion valve as a function of the upstream subcooling for 0.6604×10^{-3} m valve lift. As can be observed, the mass flow rate clearly increases with increasing the upstream subcooling.

The effects of subcooling on the mass flow rate can be described by two factors. For a constant upstream pres-

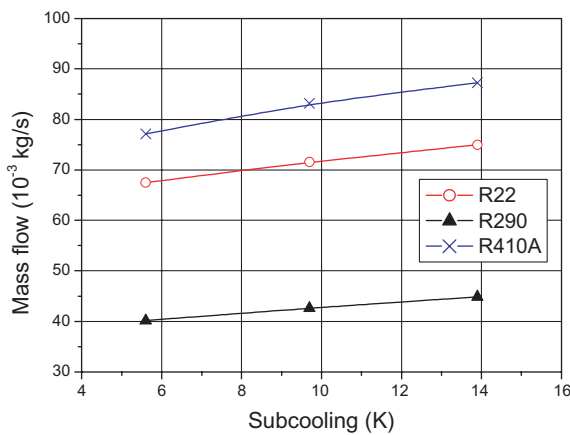


Fig. 6. Flow dependency on upstream subcooling with constants condensation temperature (313.15 K) and valve lift (0.6604×10^{-3} m).

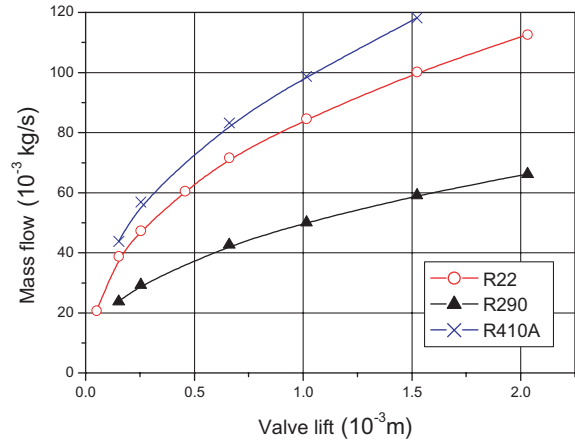


Fig. 7. Flow dependency on valve lift at constant condensation temperature (313.15 K) and subcooling (9.7 K).

sure, as the upstream subcooling increases, the upstream density increases due to fluid temperature decrease. Thus, the mass flow rate tends to raise. Also, the second factor caused by the increase of the subcooling tends to increase the mass flow rate due to the allowable subcooled pressure drop.

4.4. Effect of valve lift on mass flow rate

Fig. 7 shows the influence of valve lift on mass flow rate for the three tested refrigerants (R22; R290 and R410A) with a subcooling of 9.7 K and the same saturation temperature, 313.15 K, corresponding to upstream pressure for each refrigerant R22: $P_{up} = 15.34 \times 10^5$ Pa; R290: $P_{up} = 13.69 \times 10^5$ Pa; R410A: $P_{up} = 24.17 \times 10^5$ Pa. As can be observed, the mass flow rate increases due to the increase of the flow area at the valve throat when the valve lift is increased.

The propane mass flow rate is lower than R22 and R410A due to its lower density. However, it is interesting to observe that R410A give higher mass flow rate than R22, in spite of its lower density than R22, due to its higher allowable subcooled pressure ($P_{up} - P_{sat}$)_{R410A} > ($P_{up} - P_{sat}$)_{R22}. Therefore, this might indicate that the allowable pressure drop has a greater influence on mass flow rate than the upstream liquid density.

5. Effective flow area

Fig. 8 presents the geometric throat area expressed by Eq. (1) as a function of valve lift (solid line).

In order to evaluate the effective flow area, different flow models are applied under different hypothesis. Reviewing the literature, Alamgir [7]; Abuaf [8]; Shin [9]; Blinkov [10], for flashing of initially subcooled liquid, found that void development upstream of the

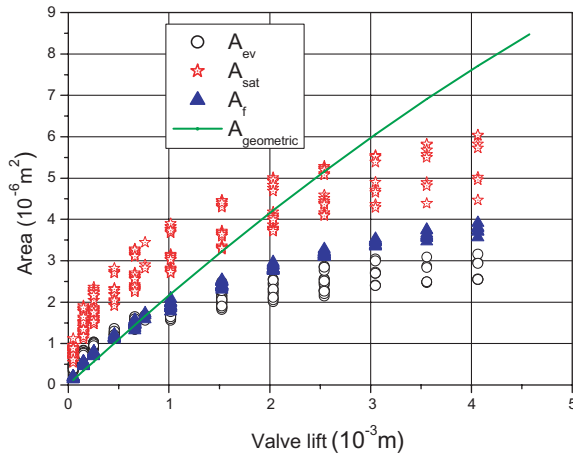


Fig. 8. Different effective flow area models.

throat was negligible: within 1–2% void fraction at the throat. Thus the flashing flow with subcooled inlet condition remains almost single-phase flow upstream of the throat. Then, the flashing mass flow rate can be calculated by the conventional Bernoulli equation. Therefore, the effective flow area can be estimated from:

$$A_i = \frac{\dot{m}}{\sqrt{2\rho(P_{up} - P_i)}} \quad (2)$$

where P_i is the pressure at the throat (or minimum cross-section). The problem arises in how to know or measure that pressure. Several options are found in the technical literature.

When the pressure at the vena contracta was near to liquid saturation pressure, P_{sat} , corresponding to inlet temperature, P_i was typically replaced by P_{sat} . As can be observed in Fig. 8, the effective flow area A_{sat} , given by this model, was clearly higher than the geometric throat area in a wide range of valve lift. In addition, the dispersion of results becomes very higher, clearly showing that this hypothesis is far from reality in refrigeration expansion devices.

The manufacturers of expansion valves provide catalogues where P_i was replaced by, P_{ev} , pressure downstream of valve (evaporation pressure) to calculate the mass flow rate by means of Eq. (2). In this case, the dispersion of effective flow area is significant as can be seen in Fig. 8 (see curve A_{ev}).

Most investigators, among them Alamgir [7]; Chen [1]; Xu [11]; Dekang [4], applied the basic nucleation theory to predict the pressure undershoot, $P_{sat} - P_f$, the pressure difference between the thermodynamic saturated pressure and the minimum pressure in a depressurization process. Alamgir [7] developed a semiempirical correlation (Eq. (3)) for predicting of the pressure undershoot based on static decompression effects. Subsequently, Abuaf [8] combined that effect with the equa-

tion of depressurization rate, Σ' , given by Eq. (4) to predict critical flashing flow with the following formulas:

$$P_{sat} - P_f = 0.253 \frac{\sigma^{\frac{3}{2}} T_R^{13.73} \sqrt{1 + 14\Sigma'^{0.8}}}{\sqrt{KT_c} \left[1 - \frac{v_f}{v_g}\right]} \quad (3)$$

$$\Sigma' = \frac{\dot{m}^3}{\rho^2 A_f^4} \frac{dA}{dz} \quad (4)$$

where $\frac{dA}{dz}$ can be calculated from Eq. (1), so that:

$$\frac{dA}{dz} = \frac{dA}{dh} \frac{dh}{dz} = \left[D_0 \sin(\alpha) - \frac{h \sin^2(2\alpha)}{2 \cos(\alpha)} \right] \frac{\pi}{\cos(\alpha)} \quad (5)$$

The above system of equations (closed with Eq. (2)) is implicit in the effective flow area (A_f). Eq. (4) also includes a term involving the variation of the flow area with the longitudinal coordinate, $\frac{dA}{dz}$. We have preferred to evaluate this term from the derivative of the geometric throat area (Eq. (5)) in order to reduce the implicitness of the system of equations.

The system of equations can be solved for every measured point providing the value of the effective flow area for each point. These results are also shown in Fig. 8 and, as can be observed, the obtained curve is much lower, leading to just an almost single flow area line for all the measured points. Therefore, it can be concluded that this model is the one which best represents the flashing flow at the valve.

However, the obtained values for low lifts are greater than the geometric throat area. The authors are studying the geometric throat area of the valve with more detail, mainly the seat of the poppet at the throat, trying to found an explanation to this paradox.

6. Conclusions

This study presents new experimental data for the critical flow through a metering manual expansion valve, with HCFC-22 as reference refrigerant and two different alternative refrigerant: R290 (propane), as pure refrigerant, and R410A, as azeotropic mixture (HFC-32/HFC-125). The mass flow rate was characterized for a wide range of conditions covering Heat Pump and Air Conditioning operation.

Mass flow rate was found to be almost insensitive to downstream pressure, clearly indicating choked flow conditions. Also, experimental results show that by increasing the upstream pressure or the upstream sub-cooling the mass flow rate is increased.

An analysis employing the Bernoulli incompressible flow formula has allowed the estimation of the effective flow area under different hypothesis for the throat pressure. This analysis proves that the best model to

be employed is the one based on the classic nucleation theory, and allows the accurate calculation of the circulating mass flow rate.

References

- [1] Z.H. Chen, R.Y. Li, S. Lin, Z.Y. Chen, A correlation for metastable flow of refrigerant 12 through capillary tubes, *ASHRAE Trans.* 96 (1) (1990) 550–554.
- [2] A.A. Aaron, P.A. Domanski, Experimentation, analysis and correlation of refrigerant-22 flow through short tube restrictors, *ASHRAE Trans.* 96 (1) (1990) 729–742.
- [3] Y. Kim, Two-phase flow of HCFC-22 and HFC-134A through short-tube orifices, Ph.D. thesis, Texas A&M University, College Station, 1993.
- [4] Dekang Chen, Sui Lin, Under pressure of vaporization of refrigerant R134A through a diabatic capillary tube, *Int. J. Refrig.* 24 (2001) 261–271.
- [5] W.V. Payne, D.L. O'Neal, Mass flow characteristics of R407C through short-tube orifices, *ASHRAE Trans.* 104(1) (1998) 197–209.
- [6] M.B. Pate, D.R. Tree, An analysis of choked flow condition in a capillary tube-suction line heat exchanger, *ASHRAE Trans.* 93 (1) (1987) 368–380.
- [7] Alamgir, J.H. Lienhard, Correlation of pressure undershoot during hot-water depressurization, *J. Heat Transfer, Trans. ASME* 103 (1981) 52–55.
- [8] N. Abuaf, O.C. Jones, B.J.C. Wu, Critical flashing flows in nozzles with subcooled inlet conditions, *J. Heat Transfer, Trans. ASME* 105 (1983) 379–383.
- [9] T.S. Shin, O.C. Jones, Nucleation and flashing in nozzles-1 a distributed nucleation model, *Int. J. Multiphase Flow* 19 (6) (1993) 943–964.
- [10] V.N. Blinkov, O.C. Jones, B.I. Nigmatulin, Nucleation and flashing in nozzles-2 comparison with experiments using a five equation model for vapor void development, *Int. J. Multiphase Flow* 19 (6) (1993) 965–986.
- [11] J.L. Xu, T.K. Chen, X.J. Chen, Critical flow in convergent-divergent nozzles with cavity nucleation model, *Exp. Thermal Fluid Sci.* 14 (2) (1997) 166–173.

Referencias

Aaron A.A. y Domanski P.A. (1989), An Experimental investigation and modeling of the flow rate of refrigerant 22 flow through short tube restrictor, NIST-IR 89-4120, US Department of commerce NIST.

Aaron A.A. y Domanski P.A. (1990), Experimentation, analysis and correlation of refrigerant-22 flow through short tube restrictors, ASHRAE Transactions, vol. 96, n. 1, pp. 729-742.

Abuaf N., Jones O.C. y Wu B.J.C. (1983), Critical flashing flows in nozzles with subcooled inlet conditions, Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME, vol. 105, pp. 379-383.

Alamgir M. y J.H Lienhard J.H. (1981), Correlation of pressure undershoot during Hot-Water depressurization, Journal of Heat transfer, Transactions of ASME, vol. 103, pp. 52-55.

Baily J.F. (1951), Metastable flow of saturated water, Transactions of ASME, vol.73, pp. 1109-1116.

Blinkov V.N., Jones O.C. y Nigmatulin B.I. (1993), Nucleation and flashing in nozzles-2 Comparision with experiments using a five equation model for vapor

void development, *International Journal Multiphase Flow*, vol. 19, n. 6, pp. 965-986.

Bolstad M.M. y Jordan R.C. (1948), Theory and use of the capillary tube expansion device, *Refrigerating Engineering*, vol. 56, n. 6, pp.519-523.

Chasik Park et al. (2007), Mass flow characteristics and empirical modeling of R22 and R410A flowing through electronic expansion valve, *International Journal of refrigeration*, vol. 30, n. 8, pp. 1401-1407.

Chen D., Lin S. (2001), Underpressure of vaporization of refrigerant R-134a through adiabatic capillary tube, *International Journal of Refrigeration*, vol. 24, pp. 261-271.

Chen Liang et al. (2009), A new model of mass flow characteristics in electronic expansion valves considering metastability, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 48, n. 6, pp. 1235-1242.

Chen Z.H., Li R.Y., Lin S. y Chen Z.Y., (1990), A correlation for metastable flow of refrigerant 12 through capillary tube, *ASHRAE Transactions*, vol. 96, n. 1, pp. 550-554.

Conde M.R. y Suter P. (1992), A mathematical simulation model for thermostatic expansion valve, *heat Recov. Syst.*, vol. 96, pp-271-282.

Domanski P. y Didion D. (1983), Computer modeling of the vapor compression cycle with constant flow area expansion device, *Building Science series*, National Bureau of Standards Washington.

E. Buckingham (1914), On physically similar systems: illustrations of the use of dimensional equations, *Phys Rev.*, vol. 4, pp. 345-376.

Fraser D.W.H. y Abdelmessih A.H. (2002), A study of the effects of the location of flashing inception on maximum and minimum critical two-phase flow rates: Part I-experimental, *Nuclear Engineering and Design*, vol. 211, n. 1, pp.1-11.

- Fraser D.W.H. y Abdelmessih A.H.** (2002), A study of the effects of the location of flashing inception on maximum and minimum critical two-phase flow rates: Part II: analysis and modelling, *Nuclear Engineering and Design*, vol. 213, n.1, pp.11-30.
- Ghiaasiaan S.M. et al.** (1997), Critical flow of initially highly subcooled water through a short capillary, *Nuclear Science and Engineering*, vol. 126, n. 2, pp. 229-238.
- Goldstein S.D.** (1981), A computer simulation method for describing two-phase flashing flow in small diameter tubes, *ASHRAE Transactions*, vol. 87, Part 2, pp. 51-60.
- Jinghui Liu et al.** (2007), A new model for depicting mass flow rate characteristic of electronic expansion valve, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 32, n. 1, pp. 214-219.
- Jinghui Liu et al.** (2008), Investigation on the choking flow characteristics in electronic expansion valve, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 47, n. 5, pp. 648-658.
- Jongmin C., Chung J.T. y Kim Y.** (2004), A generalized correlation for two-phase flow of alternative refrigerants through short tube orifices, *International Journal of refrigeration*, vol. 27, n. 4, pp. 393-400.
- Jongmin Choi., Yongchan Kim, y Ho Young Kim.** (2003), A generalized correlation for refrigerant mass flow rate through adiabatic capillary tubes, *International Journal of refrigeration*, vol. 26, n. 8, pp. 881-888.
- Kim Y.** (1993), Two-phase flow of HCFC-22 and HFC-134A through short-tube orifices, Thesis Texas A&M University, College Station.
- Krakov K.L. y Lin S.** (1988), Refrigerant flow through orifices, *ASHRAE Transactions*, vol. 94, Part 1, pp. 484-506.

- Kuehl S.J. y Goldschmidt V.M.** (1990), Steady flow of R-22 through capillary tubes: test data, ASHRAE Transactions, vol. 96, n. 1, pp. 719-728.
- Kuehl S.J. y Goldschmidt V.M.** (1991), Modeling of steady flows of R-22 through capillary tubes, ASHRAE Transactions, vol. 97, n. 1, pp. 139-148.
- Lahey R.T. y Moody F.J.** (1993), The Thermal-Hydraulics of a boiling water nuclear reactor, 2nd ed., American Nuclear Society, La Grange Park, Illinois USA.
- Lathrop H.F.** (1948), Application and characteristics of capillary tubes, Refrigerating Engineering, vol. 56, n. 2, pp. 129-133.
- Li R.Y. et al.** (1990), Metastable flow of R-12 through capillary tubes, International Journal of Refrigeration, vol. 13, n.3, pp. 181-186.
- Liu J.P. et al.** (2004), Experimentation and correlation of R744 two-phase flow through short tubes, Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 28, n. 6, pp. 565-573.
- Ma Shanwei et al.** (2005), Experimental research on refrigerant mass flow coefficient of electronic expansion valve, Applied Thermal Engineering, vol. 25, n. 14-15, pp. 2351-2366.
- Mei V.C.** (1982), Short tube refrigerant restrictors, ASHRAE Transactions, vol. 88, Part 2, pp. 157-168.
- Melo C. et al.** (1994), Experimental Analysis of capillary tubes for CFC-12 and HFC-134a, proceeding of the International Refrigeration Conference, Purdue University, pp. 347-352.
- Melo C. et al.** (1999), Experimental Analysis of adiabatic capillary tubes, Applied Thermal Engineering, vol.19, n. 6, pp. 669-684.
- Pasqua P.F.** (1953), Metastable flow of Freon-12, Refrigerating Engineering, vol. 61, n. 10, pp. 1084-1088.

- Pate M.B. and Tree D.R.** (1987), An analysis of choked flow condition in a capillary tube-suction line heat exchanger, ASHRAE Trans, Vol. 93, n. 1, pp. 368-380.
- Payne V.W. y Dennis L.O.** (1998), Mass flow characteristics of R407C through short-tube orifices, ASHRAE Transactions, vol. 104, n. 1, pp. 197-209.
- Shin T.S. y Jones O.C.** (1993), Nucleation and flashing in nozzles-1 A distributed nucleation model, International Journal Multiphase Flow, vol. 19, n. 6, pp. 943-964.
- Simoës Moreira J.R.** (2003) y Bullard C.W. (2003), Pressure drop and flashing mechanisms in refrigerant expansion devices, International Journal of Refrigeration, vol. 26, n. 7, pp. 840-848.
- Swart R.H.** (1946), Capillary tube Heat Exchanger, Refrigerating Engineering, vol. 54, n. 9, pp. 221-224 y 248-249.
- Xu J. y Wang R.** (1999), Critical flow with high pressure water flowing in small diameter sharp-edged tubes, Heat and Mass Transfer, vol. 35, n. 3, pp. 205-211.
- Xu J.L., Chen T.K. y Chen X.J.** (1997), Critical flow in convergent-divergent nozzles with cavity nucleation model, Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 14, n. 2, pp. 166-173.
- Zaloudek F.R.** (1963), The critical flow of hot water through short tube, Handford Lab, HW-77594.
- Zhang Chuan et al.** (2006), Experimental analysis of R22 and R407C flow through electronic expansion valve, Energy Conversion and Management, vol. 47, n. 5, pp. 529-544.
- Zhen Tian et al.** (2015), electronic expansion valve mass flow rate prediction based on dimensionless correlation an ANN model, International Journal of Refrigeration, vol. 57, pp. 1-10.