

**UPC**

**CTTC**

**Simulación numérica y validación experimental de  
evaporadores, condensadores y tubos capilares.  
Integración en sistemas de refrigeración por compresión**

**Centre Tecnològic de Transferència de Calor  
Laboratori de Termotècnia i Energètica  
Departament de Màquines i Motors Tèrmics  
Universitat Politècnica de Catalunya**

**Octavio García Valladares  
Tesis Doctoral**

**Terrassa, Mayo 2000**

---

**Simulación numérica y validación experimental de  
evaporadores, condensadores y tubos capilares.  
Integración en sistemas de refrigeración por compresión**

---

por

**Octavio García Valladares**

**TESIS DOCTORAL**

presentada al

**Departament de Màquines i Motors Tèrmics  
E.T.S.E.I.T**

**Universitat Politècnica de Catalunya**

Para la obtención del grado de

**Doctor en Ingeniería Industrial**

Terrassa, Mayo 2000

---

**Simulación numérica y validación experimental de  
evaporadores, condensadores y tubos capilares.  
Integración en sistemas de refrigeración por compresión**

---

**Octavio García Valladares**

**Directores de la Tesis**

**Prof. Dr. Carlos David Pérez Segarra**  
(Universitat Politècnica de Catalunya)

**Prof. Dr. Assensi Oliva Llena**  
(Universitat Politècnica de Catalunya)

**Tribunal calificador:**

**Prof. Dr. Antonio Lecuona Neumann**  
(Universidad Carlos III de Madrid)

**Prof. Dr. Miguel Costa Pérez**  
(Universitat Politècnica de Catalunya)

**Prof. Dr. Eduard Egusquiza Estévez**  
(Universitat Politècnica de Catalunya)

**Prof. Dr. Albert Coronas Salcedo**  
(Universitat Rovira i Virgili)

**Prof. Dr. Luis Albert Bonals Muntada**  
(Universitat Politècnica de Catalunya)

---

## Agradecimientos

---

Quiero expresar mi agradecimiento a:

Primero a los directores de mi Tesis, **Carlos David Pérez Segarra** y **Assensi Oliva Llena**, por hacer posible el desarrollo del presente trabajo dentro del *Centre Tecnològic de Transferència de Calor* (Laboratori de Termodinàmica i Energètica) con el soporte de toda la infraestructura desarrollada a lo largo de los años.

A **Carlos David Pérez Segarra**, por su ayuda, asesoramiento y colaboración durante todo el tiempo que ha durado la elaboración de este trabajo; por la ardua tarea que ha representado la revisión del manuscrito de esta Tesis, así como por sus críticas y sugerencias de la misma.

Al **CONACYT** (Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología, México), por el financiamiento para la realización de los estudios de doctorado en el extranjero.

A **Joaquim Rigola**, por su aportación para el desarrollo del presente trabajo en diferentes aspectos, pero sobretodo en la introducción de la evaluación de las propiedades termofísicas de los refrigerantes.

A **Carles Oliet**, por las largas horas trabajando juntos, integrando las subrutinas para el cálculo de flujo bifásico con las subrutinas para el cálculo del aire exterior y los sólidos, para el desarrollo de la simulación de condensadores y evaporadores de tipo compacto (tubos y aletas), así como en el diseño y construcción de la unidad experimental diseñada para la validación del modelo numérico desarrollado para estos equipos.

A **Ramiro Alba**, por su paciencia en mis inicios de la programación en C y el desarrollo de toda la infraestructura informática que se ha empleado en este trabajo.

A **Stoyan Danov**, por el soporte aportado en la diseño y construcción de la unidad experimental del sistema de refrigeración por compresión con sobrealimentación de líquido.

Al Sr. **Daniel Hernández**, de la empresa Tefrinca, por el soporte técnico aportado para la realización de los modelos de evaporadores inundados y para los sistemas de refrigeración por compresión con sobrealimentación de líquido.

Al Sr. **Antonio Grangeia**, de la empresa Centauro Internacional, por lo datos experimentales facilitados para la contrastación del modelo de condensadores y evaporadores de tipo compacto.

A **Jordi Cadafalch**, **Ricard Consul** y **Joaquim Rigola** por la amistad y la ayuda que me brindaron desde mi llegada al Laboratorio.

Un agradecimiento muy especial a mi esposa y amiga, **Marycarmen Garcés**, por su amor, soporte, comprensión y confianza, durante estos años de estudio fuera de nuestro país. Sacrificando y dejando durante este tiempo incluso aparcadas, las opciones de superación en el ámbito de su carrera profesional.

A mis padres, **Octavio García** y **Miriam Valladares**, por su apoyo y comprensión durante todos los años de estudio.

Además de los ya mencionados, a **todos los compañeros que integran el Laboratorio de Termotècnia i Energètica**, por el clima tan agradable que se tiene en el Laboratorio tanto a nivel trabajo como a nivel personal.

**para MaryCarmen ....**

**mi entrañable compañera**

---

# ÍNDICE GENERAL

---

Resumen general

Lista de Publicaciones

**1. Introducción**

**2. Análisis flujo bifásico (líquido-vapor)**

**3. Aplicación a la simulación de dispositivos de expansión de tipo capilar**

**4. Aplicación a la simulación de condensadores y evaporadores de tipo tubular concéntrico**

**5. Aplicación a la simulación de condensadores y evaporadores de tipo compacto (tubos y aletas)**

**6. Integración en sistemas de refrigeración por compresión de vapor. Infraestructura experimental**

**7. Conclusiones generales y actuaciones futuras**

**Anexo. Selección de las correlaciones empíricas utilizadas más frecuentemente en esta Tesis**

---

# ÍNDICE DETALLADO

---

Resumen general

Lista de Publicaciones

## 1. Introducción

Resumen

1.1. Antecedentes y motivación

1.2. Flujo bifásico

1.3. Componentes de sistemas de refrigeración por compresión de vapor

1.4. Equipos de refrigeración por compresión de vapor

1.5. Planteamiento de esta Tesis

Referencias

## 2. Análisis flujo bifásico (líquido-vapor)

Resumen

2.1. Introducción al flujo bifásico

2.1.1. Fenómeno de Condensación

2.1.2. Fenómeno de Evaporación

2.2. Formulación matemática

2.2.1. Ecuaciones gobernantes

2.3. Evaluación de coeficientes empíricos

2.3.1. Correlaciones empíricas para una sola fase

2.3.2. Correlaciones empíricas para condensación

2.3.3. Correlaciones empíricas para evaporación

2.3.4. Otras correlaciones empíricas

2.3.5. Comparación de las diferentes correlaciones empíricas

2.3.5.1. Fracción volumétrica de vapor ( $\epsilon_g$ )

2.3.5.2. Coeficiente de transferencia de calor ( $\alpha$ )

2.3.5.3. Pérdida de carga en flujo bifásico

2.4. Diferenciación entre regiones

2.5. Algoritmos numéricos de resolución

2.5.1. Método tramo a tramo (Step by Step)

2.5.1.1. Discretización de las ecuaciones gobernantes

2.5.1.2. Condiciones de contorno

2.5.1.3. Transición entre regiones

2.5.1.4. Algoritmo de resolución

2.5.1.5. Criterios de convergencia

2.5.2. Método de corrección de presiones del tipo SIMPLE

2.5.2.1. Discretización de las ecuaciones gobernantes

2.5.2.2. Condiciones de contorno

2.5.2.3. Transición entre regiones

2.5.2.4. Algoritmo de resolución

2.5.2.5. Criterios de convergencia

2.5.3. Análisis de geometrías complejas

2.5.3.1. Discretización de las ecuaciones gobernantes

2.5.3.2. Condiciones de contorno

2.5.3.3. Algoritmo de resolución

2.5.3.4. Criterios de convergencia

2.5.4. Validación del código



- 2.6. Estudios numéricos
  - 2.6.1. Criterio de transición e intensificación de malla
  - 2.6.2. Incremento de tiempo, precisión e intensificación de malla
  - 2.6.3. Esquemas de orden superior para el método de corrección de presiones del tipo SIMPLE
  - 2.6.4. Comparación entre el método de corrección de presiones del tipo SIMPLE y el método tramo a tramo (step by step)

Conclusiones  
 Nomenclatura  
 Referencias

### **3. Aplicación a la simulación de dispositivos de expansión de tipo capilar**

Resumen

- 3.1. Introducción
- 3.2. Evaluación de coeficientes empíricos
- 3.3. Discretización de las ecuaciones gobernantes
- 3.4. Proceso de discretización espacial y temporal
- 3.5. Transición entre regiones y condiciones de contorno
- 3.6. Algoritmo de resolución
- 3.7. Contrastación de resultados numéricos y experimentales
  - 3.7.1. Comparación con resultados experimentales presentados en el artículo de Yilmaz y Ünal
  - 3.7.2. Comparación con resultados experimentales de Whitesel
  - 3.7.3. Comparación con resultados experimentales de Mikol
  - 3.7.4. Comparación con resultados experimentales de Li et. al.
  - 3.7.5. Comparación con resultados experimentales de Sami y Tribes
  - 3.7.6. Comparación con resultados experimentales de Chang y Ro
- 3.8. Resultado ilustrativo de capilar no adiabático

Conclusiones  
 Nomenclatura  
 Referencias

### **4. Aplicación a la simulación de condensadores y evaporadores de tipo tubular concéntrico**

Resumen

- 4.1. Introducción
- 4.2. Formulación matemática e integración numérica
- 4.3. Algoritmo de resolución
- 4.4. Contrastación de resultados numéricos y experimentales
  - 4.4.1. Comparación con resultados experimentales de la unidad con que cuenta el Laboratorio
- 4.5. Resultados ilustrativos

Conclusiones  
 Nomenclatura  
 Referencias

### **5. Aplicación a la simulación de condensadores y evaporadores de tipo compacto (tubos y aletas)**

Resumen

- 5.1. Introducción
- 5.2. Formulación matemática y algoritmo de resolución
- 5.3. Contrastación de resultados numéricos y experimentales
  - 5.3.1. Comparación con resultados experimentales de Wang et al. para el caso de condensadores
  - 5.3.2. Contrastación con resultados experimentales de condensadores y evaporadores facilitados por la empresa Centauro Internacional
    - 5.3.2.1. Análisis de condensadores con tubo interno liso
    - 5.3.2.2. Análisis de condensador con tubo interno liso y con micro aletas interiores
    - 5.3.2.3. Análisis de evaporadores con tubo interno liso
  - 5.3.3. Comparación de la transferencia de calor con resultados experimentales de Elmahdy et al.

5.4. Estudios numéricos y paramétricos

5.4.1. Estudio de la simulación numérica de evaporadores inundados de amoníaco de la empresa Tefrinca

5.4.2. Estudio de la simulación numérica de evaporador y enfriador de líquido de acero galvanizado

Conclusiones

Nomenclatura

Referencias

**6. Integración en sistemas de refrigeración por compresión de vapor. Infraestructura experimental**

Resumen

6.1. Introducción

6.2. Sistemas de refrigeración estándar de una sola etapa

6.2.1. Descripción del sistema

6.2.2. Simulación numérica

6.2.3. Unidad experimental

6.2.4. Comparación y contrastación entre resultados numéricos y experimentales

6.3. Sistemas de refrigeración con sobrealimentación de líquido

6.3.1. Descripción del sistema

6.3.2. Simulación numérica

6.3.3. Unidad experimental

6.3.4. Resultados de la simulación numérica

Conclusiones

Nomenclatura

Referencias

**7. Conclusiones generales y actuaciones futuras**

**Anexo. Selección de las correlaciones empíricas utilizadas más frecuentemente en esta Tesis**

---

## RESUMEN GENERAL

---

La presente Tesis centra la atención en la simulación numérica y validación experimental del comportamiento térmico y fluido-dinámico de flujos bifásicos (líquido-vapor), así como su aplicación en sistemas y equipos térmicos, propios del campo de la refrigeración y del aire acondicionado. Consecuencia del estudio realizado ha sido la elaboración de códigos informáticos para la simulación numérica de condensadores, evaporadores y dispositivos de expansión del tipo capilar, en base a la formulación de las ecuaciones gobernantes sobre volúmenes de control finitos. La Tesis también aborda la simulación de sistemas frigoríficos y de aire acondicionado completos en base a algoritmos que acoplan la resolución de los elementos que lo integran.

El flujo bifásico se ha modelizado en base a la resolución de las ecuaciones gobernantes sobre volúmenes de control finitos, escritas en forma unidimensional y estado permanente o transitorio. Las ecuaciones gobernantes se resuelven mediante esquemas numéricos del tipo implícito que avanzan tramo a tramo en la dirección del flujo o bien esquemas numéricos basados en corrección de presiones. La formulación implementada requiere de información empírica para evaluar la interacción entre el fluido y los contornos sólidos limitantes, así como la estructura del flujo bifásico. Se ha hecho un análisis de los diferentes parámetros numéricos utilizados en la discretización. Las formulaciones matemáticas implementadas han sido suficientemente contrastadas experimentalmente en base a resultados presentados en la literatura científica. Se presentan comparaciones entre los dos algoritmos de resolución, así como diversos resultados ilustrativos.

El modelo implementado para la simulación del flujo a través de *tubos capilares*, utiliza la modelización del flujo bifásico, resolviéndose en base a un algoritmo de tipo tramo a tramo. El caudal másico que circula por el capilar, o alternatively la presión de entrada, se evalúan en base a un algoritmo Newton-Raphson, tanto para las condiciones de flujo crítico (estrangulado) como de flujo no crítico. La comparación realizada entre resultados numéricos y experimentales de diferentes autores muestra un notable grado de correlación. Se presentan resultados ilustrativos que ponen de manifiesto las características del modelo numérico.

El modelo implementado para la simulación de *condensadores y evaporadores de tipo tubular concéntricos*, se ha estructurado en base a un algoritmo que en forma segregada e iterativa resuelve cada una de las partes del dominio: flujo monofásico o bifásico en el interior del tubo, flujo monofásico o bifásico en el ánulo, y los sólidos (tubo interior, tubo exterior, aislante). Para las zonas de flujo de fluido se utiliza el modelo desarrollado para flujo bifásico (el caso de flujo monofásico representa un caso particular de su formulación). Para los sólidos, la ecuación de conducción de calor se ha discretizado en base a un esquema numérico implícito del tipo central difference, resolviéndose el sistema de ecuaciones

algebraicas en base a un algoritmo Gauss-Seidel apoyado en un TDMA en las direcciones radiales y axiales alternativamente. El tubo aislado ha recibido un tratamiento tridimensional axialsimétrico, mientras que el tubo interior recibe un tratamiento unidimensional.

El estudio de *evaporadores y condensadores de tipo compacto (tubos y aletas)*, utiliza la resolución del flujo bifásico mencionada anteriormente. De especial relevancia ha sido la capacidad de la simulación realizada para el caso de geometrías complejas, i.e., situaciones en las que el flujo de refrigerante se reparte en distintas ramas. La simulación desarrollada del flujo bifásico se ha implementado en un algoritmo numérico detallado de resolución del flujo del aire exterior. Así de forma acoplada se resuelve el flujo en el interior de los conductos, el flujo de aire exterior y la transferencia de calor por conducción a través de los elementos sólidos (tubos y aletas). Se presentan distintos resultados experimentales con fines a la contrastación y validación de las subrutinas desarrolladas, prestando especial atención a las de flujo bifásico. Se presenta finalmente un estudio paramétrico de evaporadores trabajando con distintos fluidos refrigerantes (amoníaco y R134a) y de enfriadores de líquido (con agua con propilenglicol, etilenglicol y freezium) con el objeto de poner de manifiesto la influencia de aspectos tales el flujo másico del refrigerante, flujo del aire, temperatura de entrada del aire, separación entre aletas, etc.

La integración de los diferentes equipos anteriores mencionados en sistemas de refrigeración por compresión de vapor se realiza mediante un modelo numérico para la resolución tanto de sistemas de refrigeración por compresión de una sola etapa, como de sistemas de refrigeración con sobrealimentación de líquido. Ambos algoritmos numéricos se basan en un programa principal el cual llama de manera secuencial a diferentes subrutinas que evalúan el comportamiento térmico y fluido-dinámico de los diferentes equipos y partes del sistema hasta que se alcanza la convergencia deseada. Se detalla la infraestructura experimental desarrollada con el objeto de validar las simulaciones numéricas desarrolladas para cada uno de los elementos integrantes del sistema y del sistema en su conjunto. Se presenta la contrastación entre resultados experimentales y numéricos para los sistemas de refrigeración por compresión de una sola etapa, así como resultados numéricos obtenidos por la simulación para el caso del sistema con sobrealimentación de líquido que se pretenden contrastar a corto plazo.

Finalmente, el trabajo de investigación realizado se ha llevado a término con el ánimo de hacer aportaciones en el campo de la refrigeración, y en general de los equipos térmicos que utilizan fluidos en cambio de fase (líquido-vapor), para el desarrollo de nuevos métodos y tecnologías que permitan aumentar la eficiencia energética de estos equipos y sistemas, reduciendo su impacto ambiental.

---

## LISTA DE PUBLICACIONES

---

Relación de las publicaciones desarrolladas en el marco de esta Tesis:

### 1998

1. **Numerical Study and Experimental Validation of a Complete Vapour Compression Refrigeration Cycle** (J. Rigola, C.D. Pérez-Segarra, O. García-Valladares, J.M. Serra, M. Escribà, J. Pons), 1998 International Refrigeration Conference at Purdue, pp. 201-206, Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA, 1998.
2. **Detailed Numerical Simulation of Condensers and Evaporators Using Pure and Mixed Refrigerants** (O. García-Valladares, C.D. Pérez-Segarra, J. Rigola, A. Oliva), 1998 International Compressors Engineering Conference, vol. II, pp. 839-844, Purdue University, West Lafayette, USA, 1998.
3. **Análisis Comparativo de Sistemas de Refrigeración por Compresión de Vapor Trabajando con Diferentes Fluidos Refrigerantes** (O. García-Valladares, J. Rigola, C.D. Pérez-Segarra, J.M. Serra, M. Escribà, J. Pons), XIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Vol 4, pp.550-555. Barcelona, España, 1998.
4. **Diseño termo-fluídico de Intercambiadores Compactos gas-líquido. Aplicación a radiadores de Automoción y Evaporadores** (C. Oliet, C.D. Pérez-Segarra, O. García-Valladares, R. Ordoñez, J. Sudrià), XIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Vol 4, pp.581-587. Barcelona, España, 1998.

### 1999

5. **Analysis of Hermetic Reciprocating Compressors. Parametric Study and Experimental Validation** (J. Rigola, C. D. Pérez-Segarra, O. García-Valladares, J.M. Serra, M. Escribà, J. Pons), International Conference on Compressors and Their Systems, pp.203-212. London, UK, 1999.

### 2000

6. **Numerical Studies of Refrigerating Liquid Overfeed Systems Working with Ammonia and R134a** (O. García-Valladares, C.D. Pérez-Segarra, C. Oliet, S. Danov), accepted to be presented in the 2000 International Compressor Engineering Conference at Purdue, July 25-28, 2000.
7. **Advanced Numerical Simulation of Compact Heat Exchangers. Application to Automotive, Refrigeration and Air Conditioning Industries** (C. Oliet, C.D. Pérez-Segarra, O. García-Valladares, A. Oliva), accepted to be presented in the European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and engineering, ECCOMAS 2000, September 11-14 2000, Barcelona, Spain.
8. **Numerical Simulation of the Two-Phase Flow of Pure Fluids and Mixtures Inside Ducts. Application to the Design of Condensers and Evaporators** (O. García-Valladares, C.D. Pérez-Segarra, A. Oliva), submitted to International Journal of Heat and Mass Transfer.



# Capítulo 1

---

## INTRODUCCIÓN

---

### Resumen

*En este capítulo se presentan los antecedentes y motivación para la realización de esta tesis doctoral. Se plantea la problemática que existe en el campo de la fenomenología de cambio de fase (líquido-vapor), así como el desarrollo de metodologías para la modelización de este fenómeno. Todo ello enfocado al análisis y optimización y desarrollo de equipos y sistemas térmicos en su conjunto utilizados en la industria de la calefacción, aire acondicionado y refrigeración. En fechas recientes, herramientas de análisis de este tipo de equipos son de gran utilidad debido a la implantación de nuevos refrigerantes, no dañinos para la capa de ozono ni para el calentamiento global de la atmósfera; algunos de los criterios para su elección son su baja o nula inflamabilidad y toxicidad, elevado calor latente de cambio de fase y funcionamiento parecido al de los refrigerantes anteriormente utilizados con el fin de minimizar el número de modificaciones en equipos que se encuentran en funcionamiento. Se comentan trabajos presentes en la literatura científica sobre la temática de esta Tesis y finalmente se plantean las metas a alcanzar con el presente trabajo así como, en términos generales, los caminos escogidos para llegar a éstas.*

### 1.1. Antecedentes y motivación

La fenomenología de flujo bifásico (líquido-vapor) se encuentra en una gran variedad de aplicaciones industriales tales como: aire acondicionado, calentadores, refrigeradores, congeladores, deshumidificadores, etc. Una combinación de líquido y vapor de refrigerante existe en refrigeradores inundados, refrigeradores de expansión directa, refrigeradores de termosifón, en evaporadores y condensadores de placas soldadas o empaquetadas, en evaporadores y condensadores de tipo tubular concéntrico (doble tubo), en intercambiadores compactos, ..., y en general en los sistemas donde se tenga la necesidad de enfriar o calentar fluidos.

La dificultad en la resolución de las ecuaciones gobernantes (continuidad, cantidad de movimiento y energía), en este tipo de equipos y sistemas, hace prácticamente inabordable su integración analítica [Eckert, 1972][Jakob, 1949]. Por otra parte, es aún muy restringido el campo de aplicación que permite la integración numérica de las referidas ecuaciones de conservación [Patankar, 1988][Cebeci, 1984]. En el caso objeto de este estudio, la propia dificultad de la fenomenología inherente al flujo bifásico (condensación y evaporación) hace incluso

difícil acotar adecuadamente la formulación de las ecuaciones de conservación en forma diferencial [Hsu,1976][Collier, 1981], resultando inviable por el momento un tratamiento general en base a su discretización numérica.

La preocupación por el deterioro de la capa de ozono por componentes químicos comienza en fechas recientes. En 1974, Rowland y Molina [Rowland, 1974] publican un artículo en el cual se describe una complicada reacción química que podría generar que los clorofluorocarbones (CFCs) producidos por el hombre reduzcan la capa de ozono por décadas. Por esto y después de muchos contactos entre países se procede a la eliminación de los clorofluorocarbones (CFCs), que se hace efectiva a finales de 1995 para los países industrializados por medio de acuerdos internacionales (Protocolo de Montreal, Copenhague y Viena) y su fase de eliminación un poco más relajada para los países no industrializados. Los hidrofluorocarbones (HCFC's) se consideran como los fluidos de transición, cuya eliminación en nuevos equipos, debido a que también perjudican la capa de ozono, se fija para el 2020. No obstante se esperan más drásticas reducciones propuestas en un futuro próximo (Suiza los prohíbe a partir del 2005, Nueva Zelanda en el 2015, etc.). Estas acciones Internacionales han sido encaminadas a evitar un mayor deterioro de la capa de ozono especialmente dañada por los CFC's; aunque también se debe considerar para acuerdos internacionales a corto plazo el calentamiento global de la Tierra. Debido a esto las industrias que fabrican equipos de refrigeración o aire acondicionado se encuentran en una fase de investigación de un gran número de nuevos productos que puedan sustituir a los hasta hoy utilizados con dichos fluidos refrigerantes. Alternativas clásicas como los hidrocarburos, el amoníaco o el dióxido de carbón, están cobrando nuevo impulso. Una nueva generación de refrigerantes de un solo componente, mezclas de refrigerantes binarias, ternarias o hasta cuaternarias con comportamiento zeotrópico o azeotrópico están apareciendo. Entre las principales tareas asociadas con el uso de nuevos refrigerantes está su reacción con el aceite, flamabilidad, el uso eficiente de la diferencia de temperaturas de saturación para líquido y para vapor en el caso de mezclas de refrigerantes y la disminución de la transferencia de calor con mezclas zeotrópicas [Cavallini, 1996a]. En este aspecto existen dos corrientes principales:

- a) el uso de hidrocarburos (propano, butano, etc.) que aún siendo inflamables son no dañinos para la atmósfera, tienen un bajo costo, abundante disponibilidad, favorables propiedades termodinámicas y de transferencia de calor y un peso molecular menor que los de refrigerantes sintéticos.
- b) el uso de mezclas de refrigerantes, (R410A, R404C, etc.) impulsada en general por los grandes productores de refrigerantes.

Debido a lo anteriormente mencionado, los fabricantes tienen que efectuar la tarea de cambiar los fluidos de trabajo utilizados por décadas en los sistemas, además de que la mejora en la eficiencia de los equipos va ganando atención y se empieza a regular en países desarrollados. Estos dos aspectos han hecho y continúan teniendo un profundo impacto en la industria de la refrigeración, calentamiento, calefacción y aire acondicionado (HVAC). Es por ello que resultados que se utilizaron durante años como "reglas empíricas" han tenido que ser examinados más rigurosamente.



En el marco anteriormente descrito, cobra una gran importancia la optimización de la eficiencia de los intercambiadores de calor, y por tanto del consumo energético de los equipos térmicos donde están integrados, requiriéndose para tal efecto de métodos de predicción fiables de su comportamiento térmico y fluido dinámico. Esto es particularmente aplicable a situaciones con flujo en dos fases a través de conductos, como es el caso de una gran variedad de evaporadores y de condensadores. Aunado a esto, la necesidad de reemplazar los fluidos de trabajo en bombas de calor y ciclos de refrigeración, por fluidos que no dañen la capa de ozono hacen de los métodos de predicción una herramienta muy eficaz para poder abordar y resolver infinidad de casos que se puedan presentar tanto de geometrías complejas como de uso de diferentes fluidos de trabajo, ya sea puros o mezclas.

En base a lo anterior, la temática de la Tesis se puede dividir en términos generales en: flujo bifásico, componentes de sistemas de refrigeración por compresión (poniendo especial atención en los elementos que involucren el fenómeno de cambio de fase, como son el condensador, el evaporador y el dispositivo de expansión), y finalmente equipos o sistemas completos de refrigeración por compresión de vapor.

## **1.2. Flujo bifásico**

En el estudio de los fenómenos de cambio de fase de este tipo (condensación y la evaporación), cabe destacar trabajos científicos relevantes presentados en los inicios del siglo XX. Un ejemplo de éstos, son los trabajos de Nusselt (citados por Butterworth, 1983), que resuelven analíticamente la condensación en placas verticales, o los de Martinelli (Martinelli y Nelson, 1948, Lockhart y Martinelli, 1949), que parametrizan la fenomenología de flujo bifásico líquido-vapor. La literatura en general sobre estos temas es muy extensa, con trabajos de excelente calidad, con aportaciones propias o de otros autores, que ofrecen tanto una visión en conjunto, necesaria cuando se trata una problemática tan compleja, como un tratamiento detallado de los diferentes aspectos involucrados. Son significativos los trabajos de recopilación, entre otros, de Collier (1981), Hewitt (1983) y Butterworth (1983).

Además de los mencionados anteriormente, existen en la literatura una gran variedad de trabajos experimentales relacionados con este tema, tanto para el estudio de la fenomenología presente, como para analizar y determinar las interacciones entre el fluido en cambio de fase y los contornos sólidos limitantes. Dividiremos el estudio en fenómenos de condensación y en fenómenos de evaporación.

### Condensación

La condensación se puede definir, de manera sencilla, como la remoción de calor en un sistema de manera que el vapor se convierta en líquido. Para la evaluación local de la transferencia de calor entre el fluido y el sólido, para diferentes regímenes de flujo, se define un coeficiente convectivo de transferencia de calor. Algunos de los trabajos experimentales a partir de los cuales se han obtenido correlaciones empíricas para evaluar este coeficiente son, entre muchos otros, la correlación de Boyko y Kruzhilin (1967) para flujo anular; y la correlación de Jaster y Kosky (1975) para flujo estratificado. Además existen criterios como el desarrollado

por Wallis (1961) para la diferenciación entre las diferentes regiones o regímenes de flujo que se pueden presentar en el fenómeno de condensación. Existen correlaciones para condensación en película como la propuesta por Shah (1979). Otros autores como Bivens y Yokozeki (1994) utilizan las correlaciones realizadas por otros autores, como en este caso la de Shah, y las modifican para tomar en cuenta diferentes aspectos como por ejemplo el flujo másico del fluido y el uso de mezclas de refrigerantes en este caso. Más recientemente, autores como Tandon et al. (1995) desarrollan correlaciones para condensación por convección forzada dentro de tuberías para regímenes de flujo ondulado, semi-anular y anular; o como la correlación de Dobson y Chato (1998), que utiliza dos diferentes expresiones una para la región de flujo anular y la otra para la de flujo ondulado, utiliza como criterio para determinar que tipo de flujo está presente, en unas condiciones dadas, la expresión propuesta por Soliman (1982) para el número de Froude.

Otro aspecto relevante es el referente a los esfuerzos cortantes en la pared que provocan una caída de presión en el fluido por efectos de la fricción. El cálculo del factor de fricción local se ha estudiado y determinado experimentalmente por una gran cantidad de autores, entre los que podemos destacar: los estudios de Lockhart y Martinelli (1949) que utilizó un factor de fricción desarrollado para flujo en una sola fase corrigiéndolo con un factor determinado experimentalmente por ellos mismo. La mayoría de las correlaciones desarrolladas siguen esta tónica, entre los trabajos existentes podemos señalar los de Chisholm (1973) y Friedel (1979); así como los de Jung y Radermacher (1989) y los de Souza y Pimenta (1995) para fluidos puros y mezclas.

Aparte de las interacciones entre el fluido y el sólido, es necesaria la determinación de la estructura de flujo, es decir, el volumen ocupado por las fases de líquido y vapor, para lo cual se define la fracción volumétrica de vapor. Bajo la hipótesis de flujo homogéneo (velocidad del líquido y del vapor iguales), la fracción volumétrica de vapor puede obtenerse analíticamente. En general no obstante las correlaciones propuestas en la literatura tienen base semiempírica. Son ejemplos: la correlación de Hughmark (1962); la correlación de Zivi (1964) para flujo anular; la correlación de Tandon et al. (1985) que es una mejora de la de Zivi tomando en cuenta los efectos de fricción en la pared; la correlación Premoli [citada por Rice, 1987]; la correlación de Smith [citada por Rice, 1987]; la correlación de Lockhart-Martinelli [citada por Rice, 1987]; la correlación de Rouhani [citada por Kattan, 1998].

### Evaporación

La evaporación se puede definir como el proceso contrario a la condensación. En este fenómeno se presenta con bastante frecuencia una zona que se puede considerar anterior a la de flujo bifásico, que se denomina ebullición subenfriada. Esta zona se caracteriza porque aún cuando el fluido se encuentra en condiciones previas a las de saturación comienzan a presentarse las primeras burbujas lo que provoca un cambio drástico en la estructura y régimen de flujo. Para evaluar estos efectos se han realizado trabajos experimentales de bastante importancia como son los trabajos de Frost y Dzakowic (1967) para la determinación del inicio de la zona de ebullición subenfriada. Una vez determinado su inicio existen métodos, como el propuesto por Bergles y Rohsenow (1964), para considerar la transición entre el coeficiente convectivo de transferencia de calor de líquido y el coeficiente de transferencia de calor de evaporación; este último se puede determinar con trabajos como el de

Forster y Zuber (1955). Para el factor de fricción en la zona de ebullición subenfriada, el punto de generación neta de vapor se puede determinar en base a utilizar correlaciones como la de Saha y Zuber (1974), mientras que para el factor de fricción existen diferentes propuestas para su determinación, como es la de utilizar una expresión de una sola fase, con un número de Reynolds bifásico que puede ser evaluado a partir por ejemplo del modelo de flujo homogéneo descrito por Hewitt (1983) y la viscosidad del flujo en dos fases propuesta por McAdams [citada también por Hewitt, 1983], considerando la fracción real de vapor como la propuesta por Levy (1967). Además de los mencionados anteriormente existen trabajos, como los de Kandlikar (1997a) para la zona de ebullición subenfriada, en los cuales en base a correlaciones experimentalmente determinadas, se da un criterio para el inicio de esta zona, así como una o varias correlaciones para la determinación del coeficiente convectivo de transferencia de calor.

En la región de flujo bifásico, para la evaluación del coeficiente convectivo de transferencia de calor existen infinidad de expresiones desarrolladas experimentalmente, entre las que se encuentran: la correlación de Chen (1966), en el que se toman en cuenta los mecanismos tanto micro como macroconvectivos de transferencia de calor. Los trabajos de Shah (1982). La correlación de Gungor y Winterton (1987) para el flujo dentro de tuberías y en el ánulo, para posición del conducto tanto vertical como horizontal. La correlación de Kandlikar (1990) basada en la contribución debido a los mecanismos de ebullición nucleada y convectiva. El trabajo de Jung y Radermacher (1993) en lo referente a mezclas. La correlación de Bivens y Yokozeki (1994) para fluido puro y para mezclas. La expresión de Wattelet et al. (1994) para flujo anular. El trabajo de Kandlikar (1997b) para mezclas binarias de refrigerantes. Un modelo más reciente es el propuesto por Kattan et al. (1998) para tubos lisos horizontales que incorpora los efectos del tipo de régimen de flujo bifásico local, la estratificación del flujo y la zona de “dry-out” en flujo anular, el punto máximo del coeficiente de transferencia de calor es determinado a partir de la predicción de la localización del inicio del “dry-out” en flujo anular. Trabajos como el de Zürcher et al. (1999) que hace pequeñas modificaciones a la ecuación de Kattan et al. para el caso de flujos másicos pequeños.

Debido a que algunas de las correlaciones señaladas anteriormente no incluyen dentro de su formulación la zona de “dry-out” (zona que se caracteriza por que el vapor lleva en suspensión gotas de líquido que van evaporándose hasta que el flujo alcanza la condición de vapor saturado y que debido al contacto de gas con la pared, los coeficientes de transferencia de calor se reducen drásticamente respecto de las regiones anteriores), existen correlaciones como la de Groeneveld (1973) para la evaluación del coeficiente convectivo de transferencia de calor en esta zona. Su inicio suele establecerse empíricamente a partir de estudios experimentales. ASHRAE HANDBOOK 1997 aconseja para el caso de refrigerantes un valor de la fracción másica de vapor de alrededor de 0.9 como criterio para establecer su inicio.

Las correlaciones que se pueden utilizar para la caída de presión y la fracción volumétrica de vapor en flujo bifásico de evaporación son las mismas descritas para el caso de condensación.

Además de las descritas anteriormente, en últimas fechas y debido a la implementación de tubos con microaletas interiores en intercambiadores de calor con el objeto de incrementar su eficiencia, se han publicado trabajos para

describir la fenomenología presente en este tipo de tubos como son, entre otros, los trabajos de Ravigururajan y Bergles [Ravigururajan, 1996] y Cavallini et al. [Cavallini, 2000].

### **1.3. Componentes de sistemas de refrigeración por compresión de vapor**

Los sistemas de refrigeración por compresión de vapor constan de diferentes componentes básicos para su funcionamiento entre los que podemos señalar:

#### Dispositivos de expansión

Existen diferentes equipos para realizar esta tarea, que van desde válvulas termostáticas, válvulas de expansión electrónicas de pulsos, válvulas de expansión manuales, los tubos capilares, etc. Esta Tesis centra su análisis en los dispositivos de expansión del tipo capilar.

A partir de 1940 la refrigeración doméstica experimenta un importante y rápido desarrollo con la consolidación de los hidrocarburos halogenados como fluidos refrigerantes, la disponibilidad de pequeños compresores y el uso de dispositivos de expansión sencillos y económicos: el tubo capilar. En este período, Bolstand y Jordan (1948, 1949) publican trabajos importantes sobre los dispositivos de expansión de tipo capilar, en los cuales a partir de la información experimental de la fenomenología, aplican la teoría de flujo compresible, utilizando el segundo principio de la termodinámica para explicar el fenómeno de flujo crítico a través de capilares. La mayor parte de los modelos que se encuentran en la literatura están basados en la suposición de flujo unidimensional y en la realización de balances globales de cantidad de movimiento sobre las regiones de flujo monofásico de líquido y de flujo bifásico. Con esta formulación aparecen algunos términos de tipo integral, que se han evaluado medios gráficos (ej. Bolstand y Jordan, 1948), analíticos (ej. Whitesel, 1957) ó numéricos (ej. Murphy y Golschmidt, 1985). Este tratamiento es adecuado para flujo adiabático y estado permanente, utilizando factores de fricción promediados, pero requieren de un esfuerzo considerable para introducir transferencia de calor, modelos de flujo no homogéneos, factores de fricción locales y régimen transitorio. Un tratamiento diferente esta basado en la aplicación de métodos numéricos de diferencias finitas (ej. Pate y Tree, 1983), o formulaciones sobre volúmenes de control (ej. Escanes, 1995a).

Además de esto, se pueden encontrar en la literatura una serie de trabajos experimentales de gran calidad, como son los de Mikol (1963), Li et al. (1990), por citar algunos, encaminados a la observación y descripción matemática de los fenómenos involucrados, que son muchos y complejos, como la estructura del flujo, los fenómenos de equilibrio metastable, la naturaleza del flujo crítico, etc.

#### Condensadores y evaporadores

Existen en el mercado una gran variedad de condensadores y evaporadores entre los que podemos destacar: los intercambiadores del tipo tubular concéntricos (doble tubo) y los intercambiadores de tipo compacto (de tubos y

aletas), intercambiadores de carcasa y tubos, intercambiadores de placas, etc. Se centrará la atención de este trabajo en los intercambiadores del tipo tubular concéntrico y los de tipo compacto de aleta y tubos.

*Condensadores y evaporadores del tipo tubular concéntricos.* Algunos de los métodos para el cálculo de este tipo de intercambiadores se basan en asumir un gran número de hipótesis restrictivas (ejemplo, aproximaciones analíticas como los métodos del factor  $F$ ,  $\epsilon$ -NTU, etc. [Kakaç, 1998]).

Un método de resolución más detallado se basa en la utilización de métodos numéricos que permiten la solución de las ecuaciones gobernantes con un grado considerablemente menor de restricciones, como el que describe Escanes (1995b). Además de este tipo de análisis se pueden destacar trabajos experimentales para este tipo de intercambiadores como son el de Azer et al. (1988) en condensadores; y algunos de los trabajos mencionados anteriormente, en el flujo bifásico, que han utilizado este tipo de equipos para la obtención de sus correlaciones empíricas.

*Condensadores y evaporadores de tipo compacto (tubos y aletas).* Son de uso muy extendido en la industria del aire acondicionado y la refrigeración. Los modelos de cálculo más utilizados están basados, al igual que en el caso anterior, en aproximaciones que permiten la integración analítica de las ecuaciones gobernantes. Además de estos métodos, en fechas recientes, es cada vez más frecuente la aparición de métodos de análisis basados en la resolución numérica de las ecuaciones gobernantes (continuidad, cantidad de movimiento y energía). Para la resolución de este tipo de equipos, por medio de métodos numéricos, se pueden citar los trabajos realizados por Bensafi et al. (1997), Jung y Rademacher (1997), etc. Este tipo de modelos requieren de un cierto aporte empírico, para el flujo bifásico utilizan correlaciones empíricas como las descritas anteriormente, además de requerir de correlaciones empíricas para el cálculo del factor de fricción y la transferencia de calor en el aire, para lo que se han desarrollado trabajos con este fin como son los de Achaichia (1988), Chang (1997) y Davenport (1983), entre otros. Además de estos trabajos cabe destacar, trabajos experimentales realizados en este tipo de equipos como son los de Wang et al. (1999) para condensadores y Elmahdy et al. (1978) para deshumidificadores.

### Compresor

Componente que aún no siendo el objeto principal del estudio de esta Tesis, es una parte primordial del sistema de refrigeración. Dentro de los modelos termodinámicos basados en balances globales de cada componente que se han desarrollado se encuentran, entre otros: los trabajos de Todescat et al. (1992), los de Cavallini et al. (1996b) y los de Tassou y Qureshi (1998). Existen además, modelos más detallados que involucran la resolución unidimensional de las ecuaciones gobernantes (continuidad, cantidad de movimiento y energía) dentro del dominio de análisis, entre los que podemos citar: los de Kumar et al. (1990), Pérez-Segarra et al. (1994), Liu y Soedel (1994) y Escanes et al. (1996). Los modelos unidimensionales requieren de un cierto aporte empírico, por lo que existen un a gran cantidad de trabajos experimentales y de CFD que estudian el flujo en partes muy concretas del compresor, entre algunos de ellos están: los de Ralktenwald et al. (1986) para la predicción de la

transferencia de calor en la cámara de compresión, los de Deschamps et al. (1996) y Pérez-Segarra et al. (1999) ambos enfocados al estudio del flujo a través de las válvulas.

#### **1.4. Equipos de refrigeración por compresión de vapor**

En la resolución acoplada de los elementos descritos anteriormente que integran un sistema de refrigeración, se centra la atención de esta Tesis en los sistemas de refrigeración por compresión de vapor: el sistema estándar o de una sola etapa y en los sistemas de sobrealimentación de líquido.

El desarrollo de los ordenadores digitales en las últimas décadas ha propiciado la aparición de modelos numéricos de equipos de refrigeración. Se presentan a continuación las características básicas de algunos de ellos, entre una gran cantidad de los existentes:

Chi y Didion (1982). Modelo transitorio de una bomba de calor de una etapa. Basado en balances zonales en el condensador, evaporador y un dispositivo acumulador situado en la línea de aspiración, diferenciando las zonas de líquido, vapor, líquido-vapor, pared y aire exterior. Utilizan modelos paramétricos con constantes de ajuste para el dispositivo de expansión y el compresor.

MacArthur (1984). Modelo transitorio de una bomba de calor de una etapa. Tratamiento unidimensional tramo a tramo del condensador y evaporador, tanto en la parte del refrigerante como en la pared y el fluido secundario. En el compresor hermético alternativo distingue los procesos de ganancia de calor en el conducto de aspiración, caída de presión en la válvula de compresión, la compresión, caída de presión en la válvula de impulsión y la pérdida de calor en el conducto de impulsión. Evalúa el caudal másico en el compresor y el dispositivo de expansión a partir de modelos paramétricos con constantes ajustadas.

Murphy y Goldschmidt (1985, 1986). Modelos transitorios para el encendido y parada de un equipo de aire acondicionado. Utiliza modelos paramétricos con constantes de ajuste para todos los elementos excepto para el tubo capilar, modelizado a partir de balances globales en las zonas de líquido subenfriado y flujo bifásico, integrando numéricamente los términos integrales que aparecen y utilizando factores de fricción promediados.

Rajendran y Pate (1986). Modelo transitorio de un sistema de refrigeración. Es muy similar al implementado por Chi y Didion, con balances zonales en el condensador, evaporador y un dispositivo acumulador situado en la línea de aspiración y modelos paramétricos con constantes de ajuste para los dispositivos de expansión y el compresor.

Wang (1991). Modelo permanente de un equipo de refrigeración. Incluye la resolución multidimensional transitoria de la convección del aire en el recinto refrigerado. Hace un tratamiento unidimensional en las partes del refrigerante y el aire en el evaporador de tubos aleteados resolviendo la conducción de calor en los sólidos a nivel tridimensional. Utiliza un modelo zonal para el condensador de carcasa y tubos y modelos paramétricos con constantes de ajuste para el compresor y el dispositivo de expansión.

Escanes (1994) y Rigola (1998). Modelo numérico de una unidad de refrigeración por compresión de una sola etapa. Se basa en la resolución numérica del condensador y evaporador de tipo tubular concéntrico, el dispositivo de expansión del tipo capilar, de un compresor recíprocante y de sus elementos de unión. El sistema se soluciona de una manera segregada e iterativa, permitiendo el cálculo de todas las variables de flujo en cada punto del dominio de discretización, tanto para el régimen permanente como para el transitorio.

Además de los modelos mencionados anteriormente, existen en la bibliografía una gran cantidad de trabajos experimentales sobre cambios y mejoras en sistemas de refrigeración por compresión y comparación entre diferentes sistemas poniéndose énfasis a la sustitución de refrigerantes, por destacar alguno se encuentra el de Giuliani et al. (1999) que compara las prestaciones de una unidad de refrigeración estándar con una de sobrealimentación de líquido en las mismas condiciones de trabajo, además de comparar las prestaciones en ambos sistemas con la utilización de un refrigerante puro y el uso de una mezcla.

## **1.5. Planteamiento de esta Tesis**

La presente Tesis centra la atención en la simulación numérica y validación experimental del comportamiento térmico y fluido-dinámico de flujos bifásicos (líquido-vapor), así como su aplicación en sistemas y equipos térmicos, propios del campo de la refrigeración y del aire acondicionado. Consecuencia del estudio realizado ha sido la elaboración de códigos informáticos para la simulación numérica de condensadores, evaporadores y dispositivos de expansión del tipo capilar, en base a la formulación de las ecuaciones gobernantes sobre volúmenes de control finitos. La Tesis también aborda la simulación de sistemas frigoríficos y de aire acondicionado completos en base a algoritmos que acoplan la resolución de los elementos que lo integran.

El flujo bifásico se ha modelizado en forma unidimensional estableciendo balances globales de conservación de masa, de la cantidad de movimiento y de la energía, sobre volúmenes finitos que delimitan espacios físicos correspondientes a zonas parciales o globales de la unidad térmica, surgiendo de ello la formulación de las referidas ecuaciones de conservación sobre volúmenes de análisis, también llamados volúmenes de control (VC). Esta formulación establece una relación entre los flujos que se transfieren a través de las superficies de los VC y los términos acumulativos en el interior de los mismos. Sin embargo, aunque esta formulación establece relaciones entre los diferentes términos, no acota por sí sola su evaluación, pues en todos los casos es imprescindible un cierto aporte empírico que modelice la estructura de flujo bifásico (es decir, de la distribución espacial de las fases líquida y gaseosa), las interacciones con los contornos sólidos limítrofes (calor, trabajo y fuerzas de interacción con el contorno). Para el caso de geometrías complicadas y/o aplicaciones poco usuales, la información empírica existente en la bibliografía es muy limitada, resultando imprescindible la realización de una experimentación o una simulación multidimensional ex profeso para el caso concreto a estudiar.

Las ecuaciones gobernantes sobre volúmenes de control finitos, se resuelven en forma unidimensional y estado permanente o transitorio, mediante esquemas numéricos del tipo implícito que avanzan tramo a tramo en la dirección del flujo o bien esquemas numéricos más generales basados en corrección de presiones.

Es importante que los códigos numéricos desarrollados sean flexibles de manera que puedan interactuar entre ellos mismos o con otros códigos desarrollados dentro del Laboratorio, para lo cual se ha implementado una estructura modular, en base a subrutinas independientes encargadas de la simulación de: la condensación y evaporación en el interior de tubos, el flujo del fluido en ánulos, el flujo a través de tuberías paralelas, la conducción de calor en elementos sólidos, etc.

El modelo implementado para la simulación del flujo a través de *tubos capilares*, utiliza la modelización del flujo bifásico, resolviéndose en base a algoritmos de tipo tramo a tramo. El caudal másico que circula por el capilar, o alternativamente la presión de entrada, se evalúan en base a un algoritmo Newton-Raphson, tanto para las condiciones de flujo crítico (estrangulado) como de flujo no crítico. Se introduce la resolución en base a dos modelos diferentes, uno de flujo homogéneo (que considera la velocidad de la fase vapor igual a la del líquido) de extenso uso y otro de flujo no homogéneo. Se realizó para este dispositivo una cantidad importante de contrastaciones entre resultados numéricos para ambos modelos y resultados experimentales reportados en la literatura.

El modelo implementado para la simulación de *condensadores y evaporadores de tipo tubular concéntrico*, se ha estructurado en base a un algoritmo que en forma segregada e iterativa resuelve cada una de las partes del dominio: flujo monofásico o bifásico en el interior del tubo, flujo monofásico o bifásico en el ánulo, y los sólidos (tubo interior, tubo exterior, aislante). Para las zonas de flujo de fluido se utiliza el modelo desarrollado para flujo bifásico (el caso de flujo monofásico representa un caso particular de su formulación). Para los sólidos, la ecuación de conducción de calor se ha discretizado en base a un esquema numérico implícito del tipo central difference, resolviéndose el sistema de ecuaciones algebraicas en base a un algoritmo Gauss-Seidel apoyado en un TDMA en las direcciones radiales y axiales alternativamente. El tubo aislado ha recibido un tratamiento tridimensional axialsimétrico, mientras que el tubo interior recibe un tratamiento unidimensional.

El estudio de *evaporadores y condensadores de tipo compacto (tubos y aletas)*, utiliza la resolución del flujo bifásico mencionada anteriormente. De especial relevancia es la capacidad de la simulación para el caso de geometrías complejas, i.e., situaciones en las que el flujo de refrigerante se reparte en distintas ramas. La simulación del flujo bifásico se ha implementado en un algoritmo numérico detallado de resolución del flujo del aire exterior. Así de forma acoplada se resuelve el flujo en el interior de los conductos, el flujo de aire exterior y la transferencia de calor por conducción a través de los elementos sólidos (tubos y aletas).

La integración de los diferentes equipos anteriores mencionados en sistemas de refrigeración por compresión de vapor se realiza mediante un modelo numérico para la resolución tanto de sistemas de refrigeración por compresión de una sola etapa, como de sistemas de refrigeración con sobrealimentación de líquido. Ambos algoritmos numéricos se basan en un programa principal que llama de manera secuencial las diferentes subrutinas que evalúan el comportamiento térmico y fluido-dinámico de los diferentes equipos y partes del sistema. Se detalla además, la infraestructura experimental desarrollada con el objeto de validar las simulaciones numéricas desarrolladas para cada uno de los elementos integrantes del sistema y del sistema en su conjunto.



Finalmente, se realiza una validación experimental de las simulaciones numéricas en base a datos experimentales reportados en la literatura y a montajes experimentales versátiles en los que se pueden considerar diferentes condiciones de trabajo, fluidos refrigerantes, etc.

El trabajo de investigación realizado se ha llevado a término con el ánimo de hacer aportaciones en el campo de la refrigeración, y en general de los equipos térmicos que utilizan fluidos en cambio de fase (líquido-vapor), para el desarrollo de nuevos métodos y tecnologías que permitan aumentar la eficiencia energética de estos equipos y sistemas, reduciendo su impacto ambiental.

## Referencias Capítulo 1:

**Achaichia, A., Cowell, T.A. (1988)**, *Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Flat Tube and Louvered Plate Fin Surfaces*, Experimental Thermal and Fluid Science, No. 1, pp. 147-157.

**ASHRAE HANDBOOK 1997**, *Fundamentals*, SI Edition, ASHRAE Inc.

**Azer, N. Z., Abis, L. V. and Swearingen, T. B. (1971)**, *Local heat Transfer Coefficients during Forced Convection Condensation Inside Horizontal Tubes*, ASHRAE Transactions, part 1, No. 77, pp. 182-201.

**Bensafi, A., Borg, S. and Parent, D. (1997)**, *CYRANO: a Computational Model for the Detailed Design of a Plate-fin-and-tube Heat Exchangers using Pure and Mixed Refrigerants*, International Journal of Refrigeration, Vol. 20, No. 3, pp. 218-228.

**Bergles, A.E., Rohsenow, W.M. (1964)**, *The Determination of Forced-Convection Surface-Boiling Heat Transfer*, Journal of Heat Transfer, 86C, pp.365-372.

**Bivens, D. B. and Yokozeki, A. (1994)**, *Heat Transfer Coefficient and Transport Properties for Alternative Refrigerants*, Proceedings of the International Refrigeration Conference at Purdue, July 1994, pp. 299-304.

**Bolstand, M. M. and Jordan, R. C. (1948)**, *Theory and Use of the Capillary Tube Expansion Device*, Refrigerating Engineering, pp. 519-552.

**Bolstand, M. M. and Jordan, R. C. (1949)**, *Theory and Use of the Capillary Tube Expansion Device. Part II, Nonadiabatic Flow*, Refrigerating Engineering, pp. 557-583.

**Boyko, L. D. and Kruzhilin, G. N. (1967)**, *Heat Transfer and Hydraulic Resistance During Condensation of Steam in a Horizontal Tube and in a Bundle of Tubes*, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.10, pp. 361-373.

**Butterworth, D. (1983)**, *Condensation*, Heat Exchanger Design Handbook, ed. by Schlünder, E. U. et al., sec. 2.6.1, 2.6.2 y 2.6.3, Hemisphere Publishing Corporation, Washington.

**Cavallini A. (1996a)**, *Working Fluids for Mechanical Refrigeration*, Invited paper presented at the 19<sup>th</sup> International Congress of Refrigeration, The Hague, August 1995, Int. J. of Refrigeration, Vol. 19, No. 8, pp 485-496.

**Cavallini, A., Doretti, L., Longo, G. A., Rosseto, L., Bella, B., Zanneiro, A. (1996b)**, *Thermal Analysis of a Hermetic Reciprocating Compressor*, 1996 International Compressors Engineering Conference at Purdue, pp. 535-540.

**Cavallini, A., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G. A. and Rossetto, L. (2000)**, *Heat Transfer and Pressure Drop During Condensation of Refrigerants Inside Horizontal Enhanced Tubes*, International Journal of Refrigeration, vol. 23, pp.4-25.

**Cebeci, T., Bradshaw, P. (1984)**, *Physical and Computational Aspects of Convective Heat Transfer*, Springer-Verlag, New York.

**Chang, Y., Wang C. (1997)**, *A Generalized Heat Transfer Correlation for Louver Fin Geometry*, International Journal Heat and Mass Transfer, Vol. 40, No. 3, pp. 533-544.

**Chen, J. C. (1966)**, *Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Boiling*, I & EC Process Design & Development, vol.5, no. 3.

**Chi, J. and Didion, D. (1982)**, *A Simulation Model of the Transient Performance of a Heat Pump*, International Journal of Refrigeration, vol.5, no. 3, pp. 176-184.

**Chisholm, D. (1973)**, *Pressure Gradients Due to Friction during the Flow of Evaporating Two-phase Mixtures in Smooth Tubes and Channels*, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 16, pp. 347-348.

**Collier, J. G. (1981)**, *Convective Boiling and Condensation*, McGraw-Hill International Book Company, New York, 2nd. Edition.

**Davenport, C. J. (1983)**, *Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Louvered Fin*, AIChE Symposium Series, Vol.79, No.225, pp.19-27.

**Deschamps, C. J., Ferreira, R. T. S., Prata, A. T. (1996)**, *Turbulent Flow through Valves of reciprocating Compressors*, 1996 International Compressors Engineering Conference at Purdue, pp.377-381.

- Dobson, M. K., Chato, J. C. (1998)**, *Condensation in Smooth Horizontal Tubes*, Journal of Heat Transfer, vo.120, pp. 193-213.
- Eckert, E. R. G, Drake, M. (1972)**, *Analysis of Heat and Mass Transfer*, McGraw-Hill International Book Company, New York.
- Elmahdy, A.H., Biggs, R.C. (1978)**, *Performance Simulation of Multi-Row Dry (and/or Wet) Heat Exchangers*, Proceedings 6<sup>th</sup>. Int. Heat Transfer Conference, Vol.4, Washington, pp.327-332.
- Escanes, F., Oliva, A., Pérez-Segarra, C.D. and Flores, J. (1994)**, *Numerical Simulation of a Single Stage Vapor Compression Refrigerating Unit*, 1994 International Compressor Engineering Conference at Purdue, (1) pp. 139-144.
- Escanes, F, Pérez-Segarra, C. D., Oliva, A. (1995a)**, *Numerical Simulation of Capillary Tube Expansion Devices*, International Journal of Refrigeration, vol. 18, No. 2, pp. 113-122.
- Escanes, F., Pérez-Segarra, C.D. and Oliva, A. (1995b)**, *Thermal and Fluid-Dynamic Behaviour of Double-Pipe Condensers and Evaporators*, International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow, vol. 5, No. 9, pp. 781-795.
- Escanes, F., Pérez-Segarra, C. D., Rigola, J., Serra, J. M., Pons, J., Escribà, M. and Jornet, M. (1996)**, *Numerical Simulation of Reciprocating Compressors. Recent Improvements and Experimental Validation*, 1996 International Compressors Engineering Conference at Purdue, pp.193-198.
- Forster, H. K. and Zuber, N. (1955)**, *Dynamics of Vapour Bubble Growth and Boiling Heat Transfer*, AIChE J.1, vol. 4, pp. 531-535.
- Friedel L. (1979)**, *Improved Friction Pressure Drop Correlation for Horizontal and Vertical Two-Phase Pipe Flow*, European Two-Phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy, Paper E2.
- Frost, W., Dzanowic, G. S. (1967)**, *An Extension of the Method of Predicting Incipient Boiling on Commercially Finished Surfaces*, ASME/AIChE Heat Transfer Conf., paper 67-ht-61, 1-8.
- Giuliani, G., Hewitt, N. J., Marchesi Donati and Polonara, F. (1999)**, *Composition in Liquid-recirculation Refrigerating Systems: an Experimental Investigation for the Pure Fluid R134a and Mixture R32/R134a*, International Journal of Refrigeration, Vol. 22, pp.486-498.
- Groeneveld, D. C. (1973)**, *Post-Dryout Heat Transfer at Reactor Operating Conditions*, ANS Conf. 730304 pp. 321-350.
- Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S. (1987)**, *Simplified General Correlation for Saturated Flow Boiling and Comparisons of Correlations with Data*, Chem Eng Res Des, Vol.65, March 1987, pp. 148-156.
- Hewitt, G. F. (1983)**, *Multiphase Fluid Flow and Pressure Drop*, Heat Exchanger Design Handbook, ed. By Schlünder, E. U. et al., sec. 2.3.1 y 2.3.2, Hemisphere Publishing Corporation, Washington.
- Hsu, Y. Y. and Graham, R. W. (1976)**, *Transport Processes in Boiling and Two-Phase Systems Including Near-Critical Fluids*, Hemisphere Publishing Corporation, Washington.
- Hughmark, G.A (1962)**, *Holdup in Gas-Liquid Flow*, Chemical Engineering Progress, vol.58, No.4, pp. 62-65.
- Jakob, M. (1949)**, *Heat Transfer*, Vol. I and II, John Wiley & Sons, New York.
- Jaster, H. and Kosky, P. G. (1975)**, *Condensation Heat Transfer in a Mixed Flow Regime*, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.19, pp. 95-99.
- Jung, D. and Radermacher, R. (1989)**, *Prediction of Pressure Drop During Horizontal Annular Flow Boiling of Pure and Mixed Refrigerants*, Int. Journal Heat Mass Transfer, Vol.32, No.12, pp.2435-2446.
- Jung, D. and Radermacher, R. (1993)**, *Prediction of Evaporation Heat Transfer Coefficient and Pressure Drop of Refrigerant Mixtures*, International Journal of Refrigeration, vol.16 No.5, pp. 330-338.
- Jung, J and Radermacher, R. (1997)**, *A Heat Exchanger Model for Mixtures and Pure Refrigerant Cycle Simulations*, International Journal of Refrigeration, Vol. 20, No. 4, pp. 244-255.
- Kakaç, S. and Liu, H. (1998)**, *Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design*, Chapter 2. Basic Design Methods of Heat Exchangers, CRC Press, pp. 31-72.
- Kandlikar, S. G. (1990)**, *A General Correlation for Predicting the Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Coefficient Inside Horizontal and Vertical Tubes*, Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, vol.112, pp 219-228.

- Kandlikar, S. G. (1997a)**, *Heat Transfer Characteristics in Partial Boiling, Fully Developed Boiling, and Significant Void Flow Regions of Subcooled Flow Boiling*, Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division, FED-vol. 244, 1997 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, pp.141-150.
- Kandlikar, S. G. (1997b)**, *Boiling Heat Transfer with Binary Mixtures Part II- Flow Boiling in Plain Tubes*, ASME Proceedings of the 32<sup>nd</sup> National Heat Transfer Conference, vol. 4, Fundamentals of Bubble and Droplet Dynamics; Phase Change and Two-Phase Flow, Eds. Kandlikar S. G. et al., HTD-vol.342, ASME, pp.27-34.
- Kattan, N., Thome, J. R., Favrat, D. (1998)**, *Flow Boiling in Horizontal Tubes: Part 3-Development of a New Heat Transfer Model Based on Flow Pattern*, Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, vol.120, Feb 1998, pp 156-165.
- Kumar, S. V., Minkowycz, W. J., Patel, S. K. (1990)**, *Numerical Simulation of the Thermodynamic, Fluid Flow, and Heat Transfer Processes in a Diesel Engine*, Numerical Heat Transfer, vol. 17, pp. 143-166.
- Levy, S. (1967)**, *Forced Convection Subcooled Boiling Prediction of Vapour Volumetric Fraction*, International Journal Heat Mass Transfer, vol.10, pp.951-965.
- Li, R. Y., Lin, S. and Chen, Z. H. (1990)**, *Numerical Modeling of Thermodynamic Non-equilibrium Flow of Refrigerant Through Capillary Tubes*, ASHRAE Transactions, No. 96, pp.542-549
- Liu, Z. and Soedel, W. (1994)**, *Using a Gas Dynamic Model to Predict the Supercharging Phenomenon in a Variable Speed Compressor*, Proceedings of the 1994 International Compressor Engineering Conference at Purdue, ed. by Soedel, vol II, pp. 491-497.
- Lockhart, R. W. and Martinelli, R. C. (1949)**, *Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes*, Chemical Engineering Progress, vol. 45, no. 1, pp. 39-48.
- MacArthur, J. W. (1984)**, *Transient Heat Pump Behaviour: a Theoretical Investigation*, International Journal of Refrigeration, vol. 7, no. 2, pp. 123-132.
- Martinelli, R. C. and Nelson, D. B. (1948)**, *Prediction of Pressure Drop during Forced Circulation Boiling Water*, Transactions of the ASME, vol. 70, pp.695-702.
- Mikol, E. P. (1963)**, *Adiabatic single and two-phase flow in small bore tubes*, ASHRAE JOURNAL (Nov. 1963), pp.75-86.
- Murphy, W. E. and Goldschmidt, V. W. (1985)**, *Cyclic Characteristics of a Residential Air Conditioner. Modeling of Start-up Transient*, ASHRAE Transactions, vol. 91, part 2, pp. 427-444.
- Murphy, W. E. and Goldschmidt, V. W. (1986)**, *Cyclic Characteristics of a Residential Air Conditioner. Modeling of Shut-down Transients*, ASHRAE Transactions, vol. 92, part 1, pp. 186-202.
- Patankar, S. V. (1988)**, *Recent Developments in Computational Heat Transfer*, Journal of Heat Transfer.
- Pate, M. B. and Tree, D. R. (1983)**, *A Two-phase Flow Model for a Capillary Tube with Flashing and Heat Exchange*, Heat Exchangers for Two-phase Applications, ed. by Kitto, J. B. et al., ASME, HTD-27, pp. 75-80.
- Pérez-Segarra, C. D., Escanes, F., Oliva, A. (1994)**, *Numerical Study of the Thermal and Fluid-Dynamic Behaviour of Hermetic Reciprocating Compressors*, 1994 International Compressors Engineering Conference at Purdue, pp.145-150.
- Pérez-Segarra, C. D., Cadafalch, J., Rigola, J., Oliva, A. (1999)**, *Numerical Study of Turbulent Fluid-flow through*, International Conference on Compressors and their Systems, City University London, pp.399-408.
- Rajendran N. and Pate, B. (1986)**, *A Computer Model of the Start-up Transients in a vapor Compression Refrigeration System*, Reprints of the 1986 International Institute of Refrigeration (IIR) Comissions B1, B2, E1, E2, Meeting: Progress in the design and construction of Refrigeration Systems, ed. By Tree, D. R., Purdue University, West Lafayette.
- Ralktenwald, G. W., Ramsey, J. W., Patankar, S. V. (1986)**, *Predictions of Heat Transfer in Compressor Cylinder*, Proceedings of the 1986 International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 159-174.
- Ravigururajan, T. S and Bergles, A. E. (1996)**, *Development and verification of General Correlations for Pressure Drop and Heat Transfer in Single-Phase Turbulent Flow in Enhanced Tubes*, Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 13, No. 1, pp.55-70.
- Rice, C.K. (1987)**, *The Effect of Void Fraction Correlation and Heat Flux Assumption on Refrigerant Charge Inventory Predictions*, ASHRAE Transaction, vol. 93, pp.341-367.

- Rigola, J., Pérez-Segarra, C.D., García-Valladares, O., Serra, J.M., Escribà, M., Pons, J. (1998)**, *Numerical Study and Experimental Validation of a Complete Vapor Compression Refrigerating Cycle*, 1998 International Refrigeration Conference at Purdue, pp 201-206.
- Rowland, F. S., and Molina, M. R. (1974)**, *Stratospheric Sink for Chlorofluoromethanes: Chlorine Atom Catalyzed Destruction of Ozone*, *Nature*, 249, pp. 810-812.
- Saha, P., Zuber, N. (1974)**, *Point of Net Vapour Generation and Vapour Volumetric Void Fraction*, Proc. 15<sup>th</sup> International Heat Transfer Conference Paper B4.7, pp175-179.
- Shah, M. M. (1979)**, *A General Correlation for Heat Transfer during Film Condensation Inside*, *International Journal of Heat and Mass*, vol.22, pp. 547-556.
- Shah, M. M. (1982)**, *Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer: equations and further study*, *ASHRAE Transactions*, Vol. 88, 1982, pp 185-196.
- Soliman, H. M. (1982)**, *On the Annular to Wavy Flow Pattern Transition During Condensation Inside Horizontal Tubes*, *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 60, pp 475-481.
- Souza, A. L. and Pimenta, M. M. (1995)**, *Prediction of Pressure Drop During Horizontal Two-phase Flow of Pure and Mixed Refrigerants*, *Cavitation and Multiphase Flow*, FED-vol.210, ASME, pp.161-171.
- Tandon, T. N., Varma, H. K. and Gupta, C. P. (1985)**, *A Void Fraction Model for Annular Two-phase Flow*, *International Journal of Heat and Mass*, vol.28, No. 1, pp.191-198.
- Tandon, T. N., Varma, H. K. and Gupta, C. P. (1995)**, *Heat Transfer During Forced Convection Condensation Inside Horizontal Tube*, *International Journal of Refrigeration*, vol.18, No. 3, pp 210-214.
- Tassou, S. A. and Qureshi, T. Q. (1998)**, *Comparative Performance Evaluation of Positive Displacement Compressors in Variable Speed Refrigeration Applications*, *International Journal of Refrigeration*, vol. 21, No.1, pp. 29-41.
- Toscat, M. L., Fagotti, F, Prata, A. T., Ferreira, R. T. S. (1992)**, *Thermal Energy Analysis in Reciprocating Hermetic Compressors*, 1992 International Compressors Engineering Conference at Purdue, pp. 1419-1428.
- Wallis, G. B. (1961)**, *Flooding Velocities for Air and Water in Vertical Tubes*, UKAEA Report AEEW-R123
- Wang, C. C., Jang, J. Y., Lai, C. C. and Chang, Y. J. (1999)**, *Effect of Circuit Arrangement on the Performance of Air-cooled Condensers*, *International Journal of Refrigeration*, vol. 22, pp. 275-282.
- Wang, H. (1991)**, *Modelling of a Refrigerating System Coupled with a Refrigerated Room*, Ph.D. Thesis, Delft University of Technology.
- Wattelet, J. P., Chato, J. C., Christoffersen, B. R., et al. (1994)**, *Heat Transfer Flow Regimes in a Horizontal Tube Evaporator*, ACRC TR-55, May 1994.
- Whitesel, H. A. (1957)**, *Capillary Two-phase Flow*, part II, *Refrigerating Engineering* (Sept. 1957), pp.35-40.
- Zivi, S. M. (1964)**, *Estimation of Steady-State Steam Void-Fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production*, *Journal of Heat Transfer*, May 1964, pp.247-252.
- Zürcher, O., Thome, J. R. and Favrat, D. (1999)**, *Evaporation of Ammonia in a Smooth Horizontal Tube: Heat Transfer Measurement and Predictions*, *Journal of Heat Transfer*, vol.121, Feb. 1999, pp 89-101.



# Capítulo 2

---

## ANÁLISIS FLUJO BIFÁSICO (LÍQUIDO-VAPOR)

---

### Resumen

*En este capítulo se ha desarrollado una simulación numérica unidimensional, permanente y transitoria del comportamiento térmico y fluido-dinámico de flujos bifásicos (líquido-vapor) en el interior de conductos. Las ecuaciones gobernantes discretizadas son acopladas utilizando dos algoritmos diferentes: el método tramo a tramo (Step by Step Method) y un método de corrección de presiones del tipo SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations). Un tratamiento especial se ha implementado para considerar las transiciones (discontinuidades) presentes entre las diferentes regiones en estas fenomenologías (líquido, líquido-vapor, dry-out, gas, etc.). Todas las variables del flujo (entalpía, presión, temperatura, fracción másica de vapor, velocidades, flujos de calor, etc.) junto con las propiedades termofísicas del fluido son evaluadas en cada nodo de la malla del dominio discretizado. Para ambos métodos, se ha considerado diferentes aspectos como la resolución de geometrías complejas y la influencia de diferentes tipos de fluidos refrigerante (tanto puros como mezclas). Además, se presentan diferentes aspectos numéricos de la resolución de este tipo de fenómeno.*

### 2.1. Introducción al flujo bifásico

El flujo en dos fases es un término que cubre la interacción en el flujo de dos fases (gas, líquido ó sólido) donde la interfase entre las fases esta influenciada por el movimiento de ambas. La presente Tesis únicamente hará referencia al flujo bifásico entre gas y líquido ó vapor y líquido, y más específicamente al flujo bifásico en el interior de conductos. En muchos tipos de ciclos de producción de energía y de refrigeración nos interesa el cambio de vapor a líquido o viceversa, dependiendo de la zona particular del ciclo que se esté estudiando. Estos cambios se producen por evaporación o condensación y se debe comprender el proceso involucrado a fin de poder diseñar el equipo de transferencia de calor adecuado. La evaporación se define como la adición de calor a un flujo de líquido de manera que se produzca una generación de vapor, sin embargo, esta definición excluye el proceso de “flashing” donde la generación de vapor ocurre únicamente como resultado de una reducción de presión en el sistema. En muchas aplicaciones, los dos procesos tienen lugar simultáneamente y por lo tanto no pueden ser tratados separados de manera clara. La condensación se define como la remoción de calor en un sistema de manera que el vapor se convierta en líquido, mientras que la evaporación representa el proceso contrario.

### 2.1.1. Fenómeno de condensación

Una de las más importantes características del flujo bifásico es la manera en como las fases de líquido y vapor se orientan. Esto es llamado régimen de flujo ó estructura de flujo. Una variedad de estructuras de flujo pueden ocurrir, dependiendo principalmente de la relación entre flujo másico y las propiedades físicas de las dos fases, además de la geometría y orientación del canal o tubería.

La *Figura 2.1.1.1* muestra una recopilación de algunos de los más típicos regímenes de flujo bifásico que se observan en procesos de condensación en el interior de tubos horizontales. Estos difieren ligeramente de observaciones de condiciones adiabáticas o de evaporación porque los procesos de condensación tienden a mojar la parte superior de la pared del tubo en todos los regímenes de flujo. Los regímenes de flujo de la *Figura 2.1.1.1* se dividen en dos grupos:

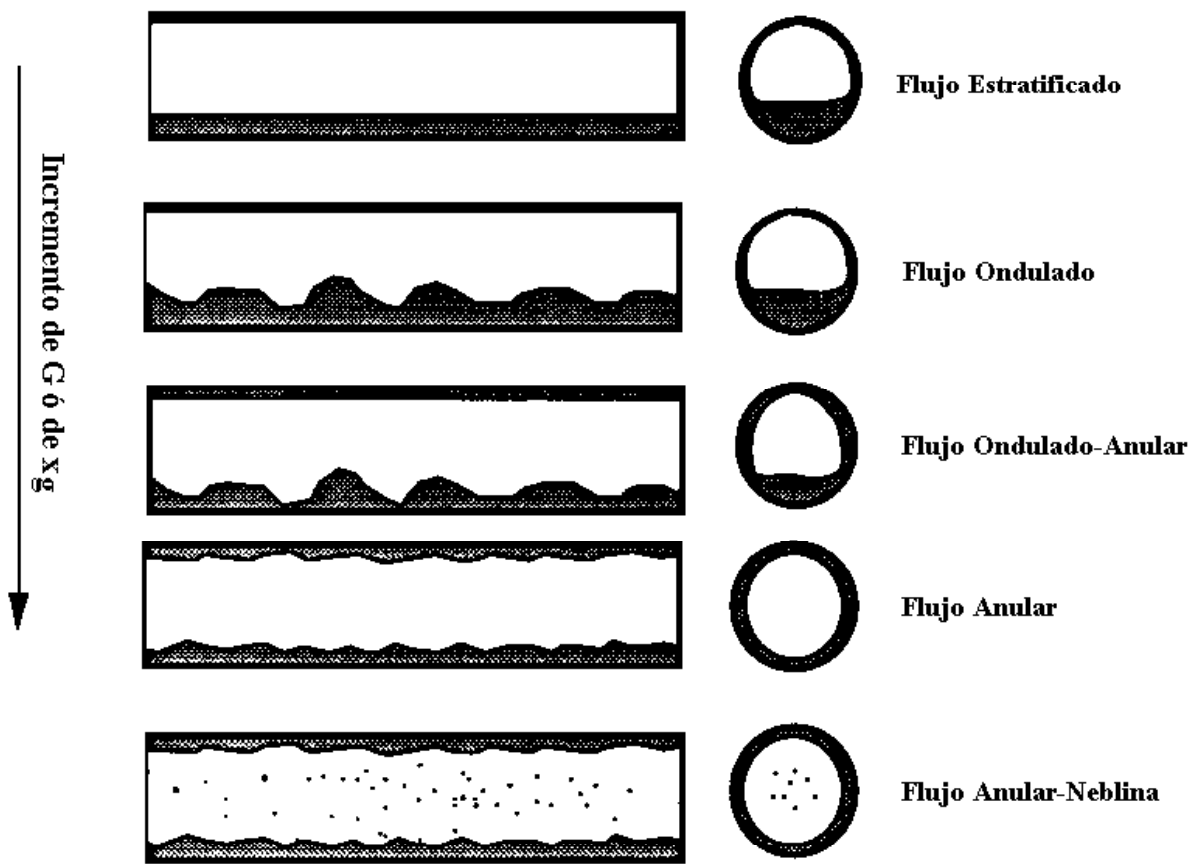
- 1) Aquellos que ocurren normalmente a elevados valores de la fracción volumétrica de vapor ( $\epsilon_g > 0.5$ ).
- 2) Aquellos típicos a bajos valores de la fracción volumétrica de vapor ( $\epsilon_g < 0.5$ ).

La primera categoría incluye cinco regímenes de flujo: flujo estratificado (stratified flow), flujo ondulado (wavy flow), flujo ondulado-anular (wavy-annular flow), flujo anular (annular flow) y flujo anular-neblina (annular-mist flow). La segunda categoría incluye: flujo tipo “slug”, flujo tipo “plug” y flujo burbujeante (bubbly flow). Los primeros cinco regímenes están ordenados de manera que el siguiente corresponde a un incremento en la velocidad de la fase vapor. Los tres regímenes en la segunda categoría están ordenados de manera que el siguiente aparecería al incrementarse la cantidad de la fase líquida (ó disminuir la fracción volumétrica de vapor).

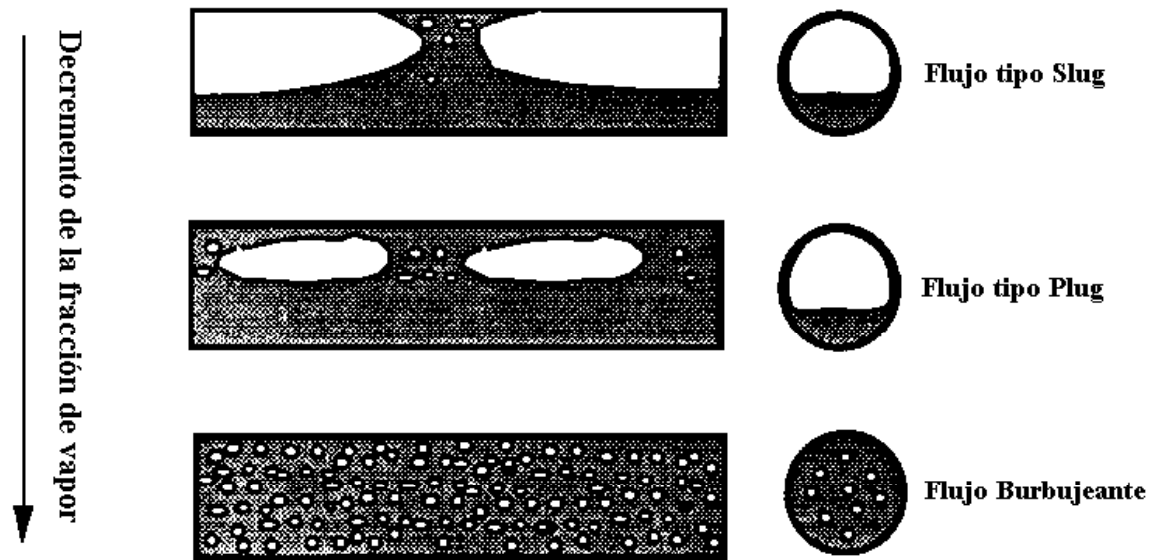
A muy bajas velocidades del vapor, debido a los efectos de la fuerza de gravedad se observa el régimen estratificado (tubos horizontales o ligeramente inclinados). Durante este régimen, la condensación se forma en la porción superior del tubo y se dirige hacia la parte inferior por los efectos de la gravedad. De esta forma, el condensado se acumula en la parte inferior. La velocidad del líquido en la parte superior del tubo es principalmente descendente, mientras que en la parte inferior es principalmente en la dirección del flujo. Debido a que la velocidad del vapor es baja, la interfase líquido-vapor permanece prácticamente lisa.

Al incrementarse la velocidad del vapor, en la interfase del líquido comienzan a aparecer ondas (olas), dando lugar al flujo ondulado. El proceso de condensación en la parte superior del tubo es similar al del flujo estratificado, con una gradual capa de líquido formándose y dirigiéndose a la parte inferior del tubo. El proceso de condensación entre la fase líquida y vapor cerca de la interfase se ve afectado por la formación de olas, ya que es expuesto alternativamente a una película de condensado de flujo descendente a través de la periferia del tubo y a una cresta de la ola moviéndose en la dirección del flujo.





**Regímenes de flujo encontrados a elevadas fracciones volumétricas de vapor**



**Regímenes de flujo encontrados a bajas fracciones volumétricas de vapor**

Figura 2.1.1.1 Regímenes de flujo típicos de procesos de condensación en el interior de tubos horizontales. [Dobson, 1994].

Conforme la velocidad del vapor se incrementa, el flujo ondulado comienza a ser inestable y puede resultar en dos diferentes transiciones. A altas fracciones líquidas, el flujo tipo “slug”, que se explicará mas adelante. A bajas fracciones líquidas, las olas comienzan a mojar la parte superior y el contorno de la pared del tubo dirigiéndose hacia un flujo anular. Antes de que el flujo anular sea alcanzado, aparece un flujo de transición llamado flujo ondulado-anular, en este flujo líquido de las olas comienza a mojar la parte superior y circunferencia del tubo, pero no lo suficiente como para crear una película anular simétrica. Este líquido se mueve principalmente en la dirección del flujo más que en forma descendente que es uno de los puntos principales que lo diferencian del flujo ondulado.

Con todavía un mayor incremento de la velocidad del vapor, y debido a la migración de líquido de la parte inferior a la superior del tubo, la película del líquido comienza a ser prácticamente uniforme. Su apariencia es la de una película anular de líquido en la pared y un vapor a alta velocidad en el núcleo del centro, de ahí el nombre de flujo anular. La interfase líquido-vapor en el flujo anular es caracterizada casi siempre por una superficie de olas debidas a la elevada velocidad del vapor viajando sobre el.

Todavía a mayor velocidad del vapor, las crestas de las olas del líquido son cortadas por el flujo de vapor y viajan en el centro como gotas de líquido. Esto se le denomina flujo anular-neblina por la aparición del flujo anular y una mezcla de vapor y gotas (neblina) en el centro del tubo.

La segunda categoría de regímenes de flujo mostrada en la *Figura 2.1.1.1* incluye: flujo tipo “slug”, se forma cuando la interfase de las olas crece suficientemente en amplitud para bloquear por completo la sección transversal en algunos puntos de la dirección axial. En este régimen se ha mostrado que se crean grandes puntas de presión debido a la desaceleración del flujo de vapor.

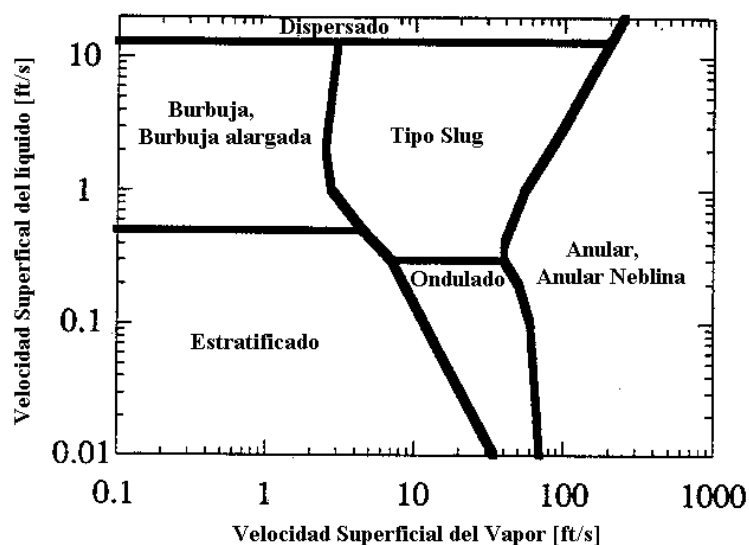
Conforme continúa la condensación se presenta el flujo tipo “plug”, al comenzar a convertirse las zonas de gas en especie de grandes burbujas. Las fluctuaciones turbulentas provocan la ruptura de estas grandes burbujas de gas convirtiéndolas en más pequeñas que se comienzan a dispersar a través del líquido, lo que se conoce como flujo burbujeante. Estos regímenes ocurren al final del proceso de condensación cuando la cantidad de líquido es abundante (ó la fracción volumétrica de vapor es pequeña).

Debido a que los regímenes de flujo tienen una gran influencia en los procesos de transferencia de calor y de cantidad de movimiento, es importante para diseñar poder predecir que régimen de flujo se espera que se produzca basándose en el flujo másico, la calidad, las propiedades termo-físicas del fluido y la geometría del conducto. En reconocimiento a este hecho, se han elaborado gran cantidad de mapas de regímenes de flujo y técnicas para su predicción a través de los años. Como ejemplo de este tipo de mapas se presenta el mapa de Mandhane et al., *Figura 2.1.1.2*, [Mandhane, 1974] desarrollado para flujos de gas-líquido utilizando una base de datos de más de 5935 observaciones. La abscisa y ordenada del mapa de Mandhane son la velocidad superficial del gas y la velocidad superficial del líquido, lo que lo hace bastante sencillo de utilizar. Las condiciones para la construcción de este mapa fueron principalmente datos de aire-agua en el interior de tubos.

Conforme continúa la condensación se presenta el flujo tipo “plug”, al comenzar a convertirse las zonas de gas en especie de grandes burbujas. Las fluctuaciones turbulentas provocan la ruptura de estas grandes burbujas de gas convirtiéndolas en más pequeñas que se comienzan a dispersar a través del líquido, lo que se conoce como flujo burbujeante. Estos regímenes ocurren al final del proceso de condensación cuando la cantidad de líquido es abundante (ó la fracción volumétrica de vapor es pequeña).

Debido a que los regímenes de flujo tienen una gran influencia en los procesos de transferencia de calor y de cantidad de movimiento, es importante para diseñar poder predecir que régimen de flujo se espera que se produzca basándose en el flujo másico, la calidad, las propiedades termo-físicas del fluido y la geometría del conducto. En reconocimiento a este hecho, se han elaborado gran cantidad de mapas de regímenes de flujo y técnicas para su predicción a través de los años. Como ejemplo de este tipo de mapas se presenta el mapa de Mandhane et al., *Figura 2.1.1.2*, [Mandhane, 1974] desarrollado para flujos de gas-líquido utilizando una base de datos de más de 5935 observaciones. La abscisa y ordenada del mapa de Mandhane son la velocidad superficial del gas y la velocidad superficial del líquido, lo que lo hace bastante sencillo de utilizar. Las condiciones para la construcción de este mapa fueron principalmente datos de aire-agua en el interior de tubos.

Comparaciones recientes de este mapa con datos para refrigerantes revelan que su aplicación en este tipo de fluidos no es muy adecuada debido a que por, lo general, la densidad del vapor de los refrigerantes es normalmente mucho mayor que la densidad del aire. Sin embargo, como el mapa mostrado existen en la literatura gran cantidad de trabajos centrados en el desarrollo de este tipo de mapas de regímenes de flujo para diferentes fluidos y condiciones. Las técnicas empleadas se basan en su mayoría en la obtención de correlaciones empíricas a partir normalmente de números adimensionales que nos permiten definir los rangos en que se presenta un determinado régimen de flujo.



**Figura 2.1.1.2.** Mapa de régimen de flujo de Mandhane et al. [Mandhane, 1974].

### 2.1.2. Fenómeno de evaporación

Los cambios en el régimen de flujo que acompañan a la evaporación dan como resultado grandes y abruptos cambios en la proporción de transporte de momento y energía en el flujo. La clasificación de los regímenes de flujo a través de la evaporación depende de la proporción de flujo y calor de entrada y es aun así de cualquier forma un poco subjetiva [Wallis, 1969], pero una típica secuencia es dada a continuación. Al inicio de la evaporación, el coeficiente de transferencia de calor puede incrementarse por un factor de 10 o más y como consecuencia del cambio de momento entre las fases, la caída de presión puede ser varios cientos de veces más grande que para líquido puro con el mismo flujo másico [Mayinger, 1988].

Al final de la evaporación, hay un punto en que el líquido deja de mojar la pared caliente y la transferencia de calor pared-fluido decrece en varios órdenes de magnitud en una distancia de pocos centímetros. Si la pared calentada es de flujo de calor controlado esto permite un rápido incremento en la temperatura de pared, produciéndose el fenómeno de “burn-out” o “dry-out”. Si a su vez la pared es de temperatura controlada, la proporción de intercambio de calor entre la pared y el fluido decrece dramáticamente.

Cuando existe una mezcla de flujos de líquido y vapor dentro de un tubo, un cierto número de regímenes de flujo aparecen, los cuales dependen de la fracción másica de vapor, de las propiedades del fluido para cada fase y de la velocidad del flujo. En tubos de evaporadores la fracción másica de líquido decrece a lo largo de la longitud del tubo dando lugar a una serie de cambios en el régimen de flujo gas-líquido. Si el fluido entra como líquido subenfriado la primera indicación de la generación de vapor son pequeñas burbujas en la pared del tubo cuya temperatura es superior a la de saturación del líquido (nucleación), dando posteriormente paso a los siguientes regímenes de flujo: de burbujas, “plug”, semi anular, anular, spray-anular y flujo de neblina pueden ocurrir conforme el contenido del vapor se incrementa. Un esquema idealizado de los diferentes regímenes de flujo que se presentan se muestra en la *Figura 2.1.2.1* para evaporadores horizontales.

En este caso de evaporadores horizontales, a partir de la aparición de la nucleación en una superficie calentada, la evaporación en convección forzada probablemente comience mientras que la temperatura de la mayoría del líquido está todavía en condiciones subenfriadas. Dependiendo de la naturaleza del líquido y de la cantidad de líquido subenfriado, las burbujas formadas pueden colapsarse o continúan creciendo y juntándose entre ellas para formar una sola masa (*Figura 2.1.2.1.(a)*), como lo observaron Gouse y Coumou [Gouse, 1965] para el R-113. Posteriormente se da paso un régimen de flujo semianular. Si la velocidad es suficientemente grande, un continuo núcleo de vapor es rodeado por un anulo líquido que se forma en la pared del tubo, formándose un flujo anular que en refrigerantes normalmente ocurre para calidades entre 3 y 5 %. Si la velocidad es lo suficientemente elevada el flujo anular con pequeñas gotas de líquido en el núcleo gaseoso pueden persistir hasta una calidad del 90% o más. Cuando se alcanza una calidad del 90%, la capa de líquido pegada a la pared del tubo se seca, aunque aún existen gotas de líquido en la corriente del vapor. Chaddock y Noerager [Chaddock, 1966] encontraron que en tubos horizontales este fenómeno ocurre primero en la parte superior del tubo y posteriormente en la inferior.

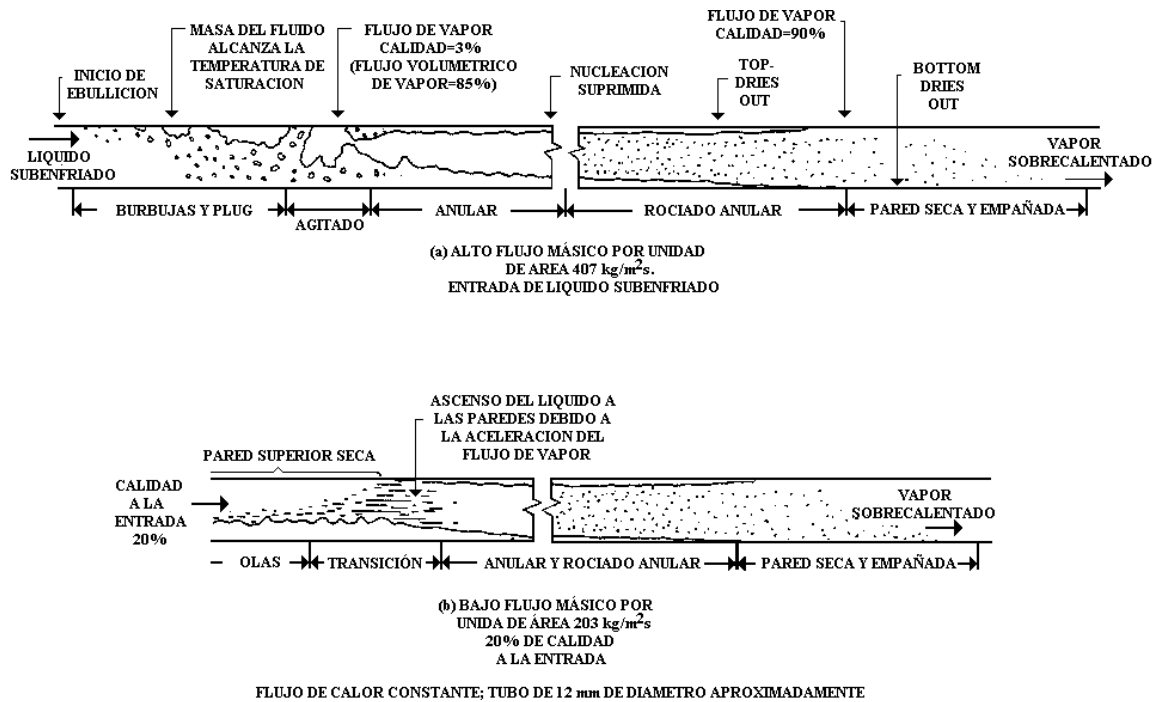


Figura 2.1.2.1. Regímenes de flujo en un evaporador de tubo horizontal [ASHRAE HANDBOOK, 1997].

Si la velocidad del flujo bifásico es baja, el líquido tiende a ocupar la parte inferior del tubo. Esto causa un flujo con olas en calidades cercanas al 5 %. Debido a que el vapor se acelera cuando comienza la evaporación, la interfase es alterada lo suficiente para formar un flujo anular (Fig. 2.1.2.1.(b)). El líquido forma una continua o casi continua capa sobre la sección transversal del tubo.

Nuevamente y como en el caso de condensación, es necesario para el diseño la determinación, dadas unas condiciones, del tipo de régimen de flujo que se presenta. Se han desarrollado mapas de regímenes de flujo parecidos a los mostrados para el caso de condensación para una gran cantidad de fluidos, además de técnicas para la predicción del flujo.

## 2.2. Formulación matemática

En esta sección se presentan las ecuaciones gobernantes que rigen el flujo de un fluido (ecuación de continuidad, cantidad de movimiento y energía), así como su formulación matemática para flujo bifásico sobre volúmenes finitos que delimitan espacios físicos correspondientes a zonas parciales o globales de la unidad térmica, surgiendo de esto la formulación de las referidas ecuaciones de conservación sobre volúmenes de análisis, también llamados volúmenes de control (VC).

### 2.2.1. Ecuaciones gobernantes

Las ecuaciones gobernantes que rigen el flujo de un fluido a través de un volumen de control son las ecuaciones de conservación de la masa (o ecuación de continuidad), de la cantidad de movimiento y de la energía, así como el segundo principio de la termodinámica o generación de entropía, que en su forma más general se escriben como sigue.

**Continuidad:**

$$0 = \int_{sc} \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} + \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho dV \quad (2.2.1.1)$$

**Cantidad de Movimiento:**

$$\vec{F}_{sup} + \int_{vc} \vec{B}(\rho dV) = \int_{sc} \vec{v}(\rho \vec{v} \cdot d\vec{A}) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \vec{v}(\rho dV) \quad (2.2.1.2)$$

**Energía:**

$$\dot{Q} - \int_{sc} \vec{v} \cdot (\vec{T} d\vec{A}) = \int_{sc} (u + \frac{v^2}{2} + gy)(\rho \vec{v} \cdot d\vec{A}) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} (u + \frac{v^2}{2} + gy)(\rho dV) \quad (2.2.1.3)$$

**Generación de Entropía:**

$$\dot{S}_{gen} = \int_{sc} s(\rho \vec{v} \cdot d\vec{A}) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} s(\rho dV) - \int_{sc} \frac{d\dot{Q}}{T} \geq 0 \quad (2.2.1.4)$$

En estas ecuaciones las acciones exteriores efectuadas sobre el VC se han representado por:

$\vec{B}$  fuerzas másicas por unidad de masa (normalmente consideramos el campo gravitatorio  $\vec{B} = \vec{g}$ ).

$\vec{F}_{sup}$  vector resultante de las fuerzas superficiales aplicadas sobre las superficies exteriores del VC.

$\dot{Q}$  calor neto que entra, por unidad de tiempo, a través de la superficie que limita el VC y el generado internamente (focos internos).

$\vec{T}$  tensor de tensiones.

En la ecuación de la energía es usual separar el trabajo del flujo ( $-\int_{sc} \vec{v} \cdot (p d\vec{A})$ ) del trabajo total realizado. En ese caso la ecuación (2.2.1.3) queda en términos de la entalpía en la forma:

$$\dot{Q} - \dot{W}_S = \int_{sc} (h + \frac{v^2}{2} + gy)(\rho \vec{v} \cdot d\vec{A}) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} (h + \frac{v^2}{2} + gy - \frac{p}{\rho})(\rho dV) \quad (2.2.1.5)$$

donde  $\dot{W}_S$  (trabajo total menos el del flujo) se le suele denominar “trabajo sobre un eje”.

A continuación se presenta la formulación matemática para el flujo bifásico dentro de un volumen de control característico de una canalización (el flujo monofásico de líquido o gas representa un caso particular). La Figura 2.2.1.1, muestra un volumen de control característico, de sección transversal constante, donde “i” y “i+1” representan las secciones transversales de entrada y salida respectivamente.

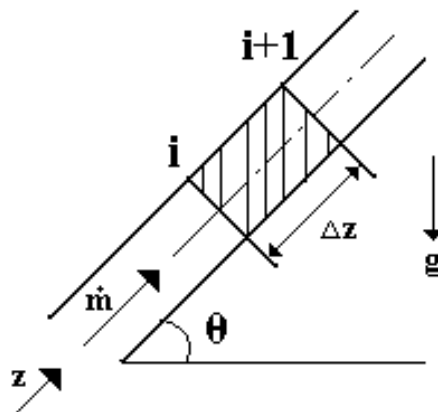


Figura 2.2.1.1 Flujo a través de un volumen de control de un canal.

Se asumen las siguientes hipótesis:

- Flujo unidimensional (solamente se consideran los valores promediados de las variables en la sección transversal).
- Modelo de flujo separado.
- Volúmenes de control fijos.
- Fluido Newtoniano.
- Se desprecian los flujos de calor en la dirección axial del flujo.
- Se desprecia la transferencia de calor por radiación.

Las ecuaciones gobernantes para el flujo bifásico: continuidad (2.2.1.1), cantidad de movimiento (2.2.1.2) y energía (2.2.1.5), integradas sobre el volumen de control (VC) de la Figura 2.2.1.1 para flujo con cambio de fase líquido-vapor, puede considerarse el VC dividido en dos dominios bien diferenciados. Uno de ellos

ocupado por la fase líquida (VC<sub>l</sub>) y otro por la fase de vapor (VC<sub>g</sub>). Los balances anteriores se han de verificar por separado en ambos volúmenes de control.

Al realizar las integrales de superficie aparecen los términos de flujo de masa, cantidad de movimiento y energía de una fase a la otra, a través de la superficie de separación o interfase, se debe verificar que el flujo saliente de estas cantidades en una de las fases es igual al entrante en la otra fase, es decir, que dichas cantidades han de ser iguales y de signo contrario calculadas desde la fase líquida o desde la fase vapor. Así pues, al sumar las ecuaciones para las dos fases, los flujos de masa, cantidad de movimiento y energía a través de la interfase se contrarrestan, debiéndose considerar únicamente las integrales extendidas sobre la superficie exterior del VC.

Las ecuaciones se pueden plantear bien desdobladas para cada una de las fases o bien en forma compacta, siendo equivalentes ambas formulaciones. Las ecuaciones de conservación quedan por tanto de la siguiente forma.

**Continuidad:**

$$0 = \int_{sc_g} \rho_g \bar{v}_g \cdot d\bar{A}_g + \int_{sc_l} \rho_l \bar{v}_l \cdot d\bar{A}_l + \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc_g} \rho_g dV_g + \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc_l} \rho_l dV_l \equiv \quad (2.2.1.6)$$

$$\dot{m}_{gi+1} + \dot{m}_{li+1} - \dot{m}_{gi} - \dot{m}_{li} + \frac{\partial m_g}{\partial t} + \frac{\partial m_l}{\partial t} \equiv \dot{m}_{i+1} - \dot{m}_i + \frac{\partial m}{\partial t}$$

**Cantidad de Movimiento:**

$$\bar{F}_{sup} + \int_{vc} \bar{B} dV = \int_{sc_g} \bar{v}_g (\rho_g \bar{v}_g \cdot dA_g) + \int_{sc_l} \bar{v}_l (\rho_l \bar{v}_l \cdot dA_l) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc_g} \bar{v}_g (\rho_g dV_g) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc_l} \bar{v}_l (\rho_l dV_l)$$

$$(p_i - p_{i+1})A - \tilde{\tau} P \Delta z - m g \sin \theta = \dot{m}_{gi+1} v_{gi+1} - \dot{m}_{gi} v_{gi} + \dot{m}_{li+1} v_{li+1} - \dot{m}_{li} v_{li} + \Delta z \frac{\partial \tilde{m}}{\partial t} \quad (2.2.1.7)$$

Donde las tensiones cortantes se evalúan a partir del factor de fricción  $f$ , usualmente calculado utilizando correlaciones empíricas de la forma:  $\tau = \Phi(f/4)(\dot{m}^2 / 2\rho A^2)$ . Donde  $\rho$  es la densidad de la mezcla.

**Energía:**

$$\dot{Q} - \dot{W}_s = \int_{sc_g} (h_g + \frac{v_g^2}{2} + gz) (\rho_g \bar{v}_g \cdot dA_g) + \int_{sc_l} (h_l + \frac{v_l^2}{2} + gz) (\rho_l \bar{v}_l \cdot dA_l) +$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc_g} (h_g + \frac{v_g^2}{2} + gz - \frac{p_g}{\rho_g}) (\rho_g dV_g) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc_l} (h_l + \frac{v_l^2}{2} + gz - \frac{p_l}{\rho_l}) (\rho_l dV_l)$$

$$\tilde{q} P \Delta z = \dot{m}_{gi+1} (e_{gi+1} - e_{li+1}) - \dot{m}_{gi} (e_{gi} - e_{li}) + \bar{m} (e_{li+1} - e_{li}) + (\tilde{e}_g - \tilde{e}_l) \frac{\partial m_g}{\partial t} +$$

$$m_g \frac{\partial \tilde{e}_g}{\partial t} + m_l \frac{\partial \tilde{e}_l}{\partial t} - A \Delta z \frac{\partial \tilde{p}}{\partial t} + (\tilde{e}_l - \bar{e}_l) \frac{\partial m}{\partial t} \quad (2.2.1.8)$$



Donde la energía específica se define como  $e = h + v^2 / 2 + gy$ . Los símbolos “ $\sim$ ” y “ $-$ ” indican el promedio integral sobre el volumen de control y el promedio aritmético entre la entrada y la salida del VC respectivamente. Por tanto, el último término de la ecuación de la energía es nulo para un volumen de control diferencial y se ha considerado despreciable para el volumen de control finito de la discretización. Para la transferencia de calor por convección y la temperatura de la pared, se ha introducido el coeficiente superficial de transferencia de calor por convección  $\alpha$ , definido por la ecuación:  $\dot{q} = \alpha(T_w - T_f)$ .

Las ecuaciones gobernantes (2.2.1.6, 2.2.1.7 y 2.2.1.8) también las podemos escribir de una forma más compacta de la siguiente manera:

**Ecuación de Continuidad:**

$$[\dot{m}]_i^{i+1} + \frac{\partial m}{\partial t} = 0 \quad (2.2.1.9)$$

**Ecuación de Cantidad de Movimiento:**

$$\left[ \dot{m}_g v_g \right]_i^{i+1} + \left[ \dot{m}_l v_l \right]_i^{i+1} + \Delta z \frac{\partial \tilde{m}}{\partial t} = -[p]_i^{i+1} A - \tau P \Delta z - m g \sin \theta \quad (2.2.1.10)$$

**Ecuación de la Energía:**

$$\tilde{m} [e_l]_i^{i+1} + \left[ \dot{m}_g (e_g - e_l) \right]_i^{i+1} + \left( \tilde{e}_g - \tilde{e}_l \right) \frac{\partial m_g}{\partial t} + m_g \frac{\partial \tilde{e}_g}{\partial t} + m_l \frac{\partial \tilde{e}_l}{\partial t} - A \Delta z \frac{\partial \tilde{p}}{\partial t} + \left( \tilde{e}_l - \bar{e}_l \right) \frac{\partial m}{\partial t} = \tilde{q} P \Delta z \quad (2.2.1.11)$$

donde  $[X]_i^{i+1} = X_{i+1} - X_i$ ,  $\tilde{\phi}$  es la integral promedio sobre el volumen de control y  $\bar{\phi}$  es el promedio aritmético entre las secciones de entrada y salida del volumen de control.

Este modelo requiere información sobre el factor de fricción  $f$  y el coeficiente superficial de transferencia de calor  $\alpha$ , junto con el conocimiento de la estructura del flujo, es decir, el volumen ocupado por las fases de líquido y vapor. Para evaluar la fracción volumétrica de vapor  $\epsilon_g$ , parámetro definido como la fracción superficial de la fase de vapor en una determinada sección transversal promediada en el tiempo ( $\epsilon_g = \Delta V_g / \Delta V = A_g / A$ ), se pueden utilizar diferentes correlaciones unas dependientes del flujo másico y otras independientes de éste que se describirán posteriormente en detalle. Apartir de la fracción volumétrica de vapor es posible evaluar la densidad de la mezcla,

$$\rho = \varepsilon_g \rho_g + (1 - \varepsilon_g) \rho_l$$

Para el caso de flujo homogéneo la velocidad de la fase gas es igual a la de la fase líquida ( $v_g=v_l$ ). Bajo esta hipótesis es posible evaluar analíticamente la fracción volumétrica de vapor,

$$\varepsilon_g = \frac{1}{1 + \left( \frac{1 - x_g}{x_g} \right) \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)}$$

donde  $x_g$  representa la fracción másica de vapor.

El flujo de líquido o gas en una sola fase pueden ser analizados como casos particulares a partir de esta formulación.

## 2.3. Evaluación de coeficientes empíricos

El modelo matemático requiere de información empírica acerca del factor de fricción  $f$ , la pérdida de carga en singularidades (contracciones, expansiones, codos, etc.), el coeficiente convectivo de transferencia de calor  $\alpha$  y del conocimiento de la fracción volumétrica de vapor  $\varepsilon_g$ . Las ecuaciones mostradas anteriormente no dan información acerca de estos términos. Esta información es generalmente obtenida de correlaciones empíricas y semi-empíricas.

En esta sección, se muestran las diferentes correlaciones empíricas utilizadas en el modelo desarrollado por defecto, así como otras que opcionalmente puede utilizar. La formulación detallada de las correlaciones empíricas y semi-empíricas que consideramos más sobresalientes se da en el ANEXO que han sido fruto de un esfuerzo de recopilación de bibliografía referente a estos temas. Si no se especifica lo contrario, las siguientes correlaciones empíricas son utilizadas por el modelo desarrollado en todos los casos.

### 2.3.1. Correlaciones empíricas para una sola fase

En las zonas donde se localiza un fluido sin cambio de fase, el coeficiente convectivo de transferencia de calor es calculado utilizando las ecuaciones de Nusselt y Gnielinski [Gnielinski, 1976], para flujo laminar y turbulento respectivamente. El factor de fricción es evaluado utilizando la expresión propuesta por Churchill [Churchill, 1977]. De no especificarse lo contrario, estas correlaciones son utilizadas por el modelo desarrollado.

Además de las correlaciones señaladas anteriormente, el modelo puede utilizar opcionalmente las siguientes correlaciones. Para el caso del coeficiente convectivo de transferencia de calor: (a) la propuesta por Kandlikar [Kandlikar, 1990] que comprende 3 correlaciones empíricas cuya selección se da a partir del número de Reynolds, las correlaciones empíricas que utiliza son la de Nusselt, Gnielinski y Petuknov-Popov; (b) la propuesta por Ploug-Sørensen et al. [Ploug-Sørensen, 1997] que utiliza también 3 correlaciones empíricas, seleccionando una en función del número de Reynolds, la potencia a la que se le eleva el Prandtl en estas correlaciones es función de si el fluido experimenta un calentamiento o un enfriamiento. Para el factor de fricción se cuenta también con las siguientes expresiones: (a) las correlaciones de Wong para ductos circulares [Wong, 1977] y (b) la de Haaland [citado por Chang, 1996].

### 2.3.2. Correlaciones empíricas para condensación

En la región de flujo bifásico el coeficiente convectivo de transferencia de calor es calculado utilizando la correlación de Dobson y Chato [Dobson, 1998] que utiliza dos diferentes expresiones una para la región de flujo anular y la otra para la de flujo ondulado. Se utiliza como criterio para determinar que tipo de flujo esta presente, para unas condiciones dadas, la expresión propuesta por Soliman [Soliman, 1982] para el número de Froude. La fracción volumétrica de vapor es estimada utilizando la correlación semi-empírica de Premoli [citada por Rice, 1987]. El factor de fricción es calculado con la misma correlación utilizada para flujo en una sola fase

agregando un factor de corrección propuesto por Friedel [Friedel, 1979]. De acuerdo con los autores y la literatura, estas correlaciones también pueden ser utilizadas para mezclas de refrigerantes utilizando las propiedades termofísicas de la mezclas.

Además de las correlaciones señaladas anteriormente, algunos de los trabajos experimentales a partir de los cuales se han obtenido correlaciones empíricas para evaluar el coeficiente de transferencia de calor son, la correlación de Boyko y Kruzhilin [Boyko, 1967] para flujo anular; y la correlación de Jaster y Kosky [Jaster, 1975] para flujo estratificado. Además existen criterios como el desarrollado por Wallis [Wallis, 1961] para la diferenciación entre las diferentes regiones o regímenes de flujo que se pueden presentar en el fenómeno de condensación. Existen correlaciones para condensación en película como la propuesta por Shah [Shah, 1979]. Otros autores como Bivens y Yokozeki [Bivens, 1994] utilizan las correlación realizadas por otros autores, como en este caso la de Shah, y las modifican para tomar en cuenta diferentes aspectos como por ejemplo el flujo másico del fluido y el uso de mezclas de refrigerantes en este caso. Más recientemente, autores como Tandon et al. [Tandon, 1995] desarrollan correlaciones para condensación por convección forzada dentro de tuberías para regímenes de flujo ondulado, semi-anular y anular.

Otro aspecto relevante es el referente a los esfuerzos cortantes en la pared que provocan una caída de presión en el fluido por efectos de la fricción. El cálculo del factor de fricción local se ha estudiado y determinado experimentalmente por una gran cantidad de autores, entre los que se puede destacar (además de los anteriores): los estudios de Lockhart y Martinelli [Lockhart, 1949] que utiliza un factor de fricción desarrollado para flujo en una sola fase corrigiéndolo con un factor determinado experimentalmente por ellos mismo. La mayoría de las correlaciones desarrolladas siguen esta tónica, entre los trabajos existentes se pueden señalar los de Chisholm [Chisholm, 1973], así como los de Jung y Radermacher [Jung, 1989a] y los de Souza y Pimenta [Souza, 1995] para fluidos puros y mezclas.

Aparte de las interacciones entre el fluido y el sólido, es necesaria la determinación de la estructura de flujo, es decir, el volumen ocupado por las fases de líquido y vapor, para lo cual se define la fracción volumétrica de vapor. Bajo la hipótesis de flujo homogéneo (velocidad del líquido y del vapor iguales), la fracción volumétrica de vapor puede obtenerse analíticamente. En general no obstante las correlaciones propuestas en la literatura tienen base semiempírica. Son ejemplos de ellas: la correlación de Hughmark [Hughmark, 1962]; la correlación de Zivi [Zivi, 1964] para flujo anular; la correlación de Tandon et al. [Tandon, 1985] que es una mejora de la de Zivi tomando en cuenta los efectos de fricción en la pared; la correlación de Smith [citada por Rice, 1987]; la correlación de Lockhart-Martinelli [citada por Rice, 1987]; la correlación de Rouhani [citada por Kattan, 1998].

### **2.3.3. Correlaciones empíricas para evaporación**

En el caso de la zona de ebullición subenfriada, el coeficiente convectivo de transferencia de calor y el factor de fricción son tratados de forma separada. Para el coeficiente convectivo de transferencia de calor, el inicio de la zona de ebullición subenfriada se estima de acuerdo con la correlación de Frost y Dzakowic [Frost, 1967]. El método propuesto por Bergles y Rohsenow [Bergles, 1964] se utiliza para considerar la transición entre el

coeficiente convectivo de transferencia de calor de líquido y el coeficiente de transferencia de calor de evaporación, el cual es evaluado por la correlación propuesta por Forster y Zuber [Forster, 1955]. Para el factor de fricción, el punto de generación neta de vapor es estimado de acuerdo con lo establecido por Saha y Zuber [Saha, 1974], mientras que el factor de fricción es calculado a partir de la expresión de una sola fase citada anteriormente, con un número de Reynolds bifásico evaluado del modelo de flujo homogéneo descrito por Hewitt [Hewitt, 1983] y la viscosidad del flujo en dos fases propuesta por McAdams [citada también por Hewitt, 1983], considerando la fracción real de vapor como la propuesta por Levy [Levy, 1967].

En la región de flujo bifásico, el coeficiente convectivo de transferencia de calor es evaluado utilizando el modelo propuesto por Kattan et al. [Kattan, 1998] para tubos lisos horizontales que incorpora los efectos del tipo de régimen de flujo bifásico local, la estratificación del flujo y la zona de “dry-out” en flujo anular. El punto máximo del coeficiente de transferencia de calor es determinado a partir de la predicción de la localización del inicio del “dry-out” en flujo anular. La evaluación de la fracción volumétrica de vapor que esta recomendada para la correlación de Kattan et al. es la de Rouhani. El factor de fricción es calculado de la misma manera que en el caso de flujo bifásico en condensación. De acuerdo con acuerdo con los autores y la literatura, estas correlaciones también pueden ser utilizadas para mezclas de refrigerantes utilizando las propiedades termofísicas de la mezclas.

Además de los mencionados anteriormente existen trabajos, como los de Kandlikar [Kandlikar, 1997a] para la zona de ebullición subenfriada, en los cuales en base a correlaciones experimentalmente determinadas, se da un criterio para el inicio de esta zona, así como una o varias correlaciones para la determinación del coeficiente convectivo de transferencia de calor.

En la región de flujo bifásico, para la evaluación del coeficiente convectivo de transferencia de calor existen infinidad de expresiones desarrolladas experimentalmente, entre las que se encuentran: la correlación de Chen [Chen, 1966], en el que se toman en cuenta los mecanismos tanto micro como macroconvectivos de transferencia de calor. Los trabajos de Shah [Shah, 1982]. La correlación de Gungor y Winterton [Gungor, 1987] para el flujo dentro de tuberías y en el ánulo, para posición del conducto tanto vertical como horizontal. La correlación de Kandlikar [Kandlikar, 1990] basada en la contribución debido a los mecanismos de ebullición nucleada y convectiva. El trabajo de Jung y Radermacher [Jung, 1993] en lo referente a mezclas. La correlación de Bivens y Yokozeki [Bivens, 1994] para fluido puro y para mezclas. La expresión de Wattelet et al. [Wattelet, 1994] para flujo anular. El trabajo de Kandlikar [Kandlikar, 1997b] para mezclas binarias de refrigerantes. Un modelo más reciente es el propuesto por Zürcher et al. [Zürcher, 1999] que hace pequeñas modificaciones a la ecuación de Kattan et al. para el caso de flujos másicos pequeños.

Debido a que algunas de las correlaciones señaladas anteriormente no incluyen dentro de su formulación la zona de “dry-out” (zona que se caracteriza por que el vapor lleva en suspensión gotas de líquido que van evaporándose hasta que el flujo alcanza la condición de vapor saturado y que debido al contacto de gas con la pared, los coeficientes de transferencia de calor se reducen drásticamente respecto de las regiones anteriores), existen correlaciones como la de Groeneveld [Groeneveld, 1973] para la evaluación del coeficiente convectivo

de transferencia de calor en esta zona. Su inicio suele establecerse empíricamente a partir de estudios experimentales. ASHRAE HANDBOOK 1997 aconseja para el caso de refrigerantes un valor de la fracción másica de vapor de alrededor de 0.9 como criterio para establecer su inicio.

Las correlaciones que se pueden utilizar para la caída de presión y la fracción volumétrica de vapor en flujo bifásico de evaporación son las mismas descritas para el caso de condensación.

#### **2.3.4. Otras correlaciones empíricas**

##### **Singularidades**

La caída de presión a través de una contracción brusca es evaluada utilizando las ecuaciones del modelo homogéneo (ver [Hewitt, 1970]); el coeficiente de contracción es evaluado utilizando los valores clásicos de Weisbach. En una expansión brusca una expresión alternativa para el cambio de presión propuesta por Chisholm [Chisholm, 1969] se ha implementado debido a que el modelo homogéneo sobrepredice el incremento de la presión estática a través de una expansión (las correlaciones anteriores detalladas se encuentra en el ANEXO).

Además de las correlaciones mencionadas anteriormente, existen en la literatura y se continúan publicando, diversas expresiones para la evaluación del coeficiente convectivo de transferencia de calor y el factor de fricción tanto para flujo en una sola fase, como para la condensación y la evaporación de diferentes fluidos refrigerantes, condiciones especiales de trabajo, mezclas de refrigerantes con aceite (ya que los refrigerantes, sobretodo los halocarbonos son altamente miscibles con el aceite), así como para tubos aleteados interiormente (empleados en la actualidad en gran cantidad de aplicaciones por incrementar la transferencia de calor a pesar de un incremento de la caída de presión). Algunas de estas correlaciones y específicamente para el caso de tubos aleteados interiormente también se dan en el ANEXO y han sido implementadas para su utilización de manera opcional por el modelo.

#### **2.3.5. Comparación de las diferentes correlaciones empíricas**

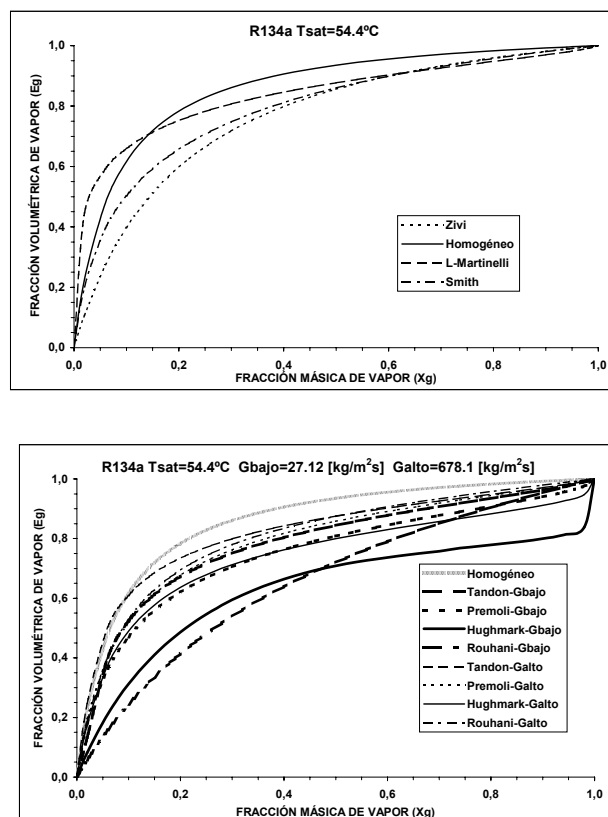
Esta sección tiene como objetivo la comparación, para condiciones de contorno establecidas, de los resultados obtenidos con diferentes correlaciones empíricas; centrandose principalmente el estudio para las correlaciones de cambio de fase: fracción volumétrica de vapor, coeficiente convectivo de transferencia de calor tanto para condensación como para evaporación y la caída de presión. Todas ellas función de la fracción másica de vapor  $x_g$ .

Obviamente, pasar de la fracción másica de vapor  $x_g$  a la posición dentro de un intercambiador requerirá de la resolución numérica de dichos sistemas, que se presentan en apartados posteriores.

### 2.3.5.1. Fracción volumétrica de vapor ( $\epsilon_g$ )

El conocimiento de la estructura del flujo, es decir, el volumen ocupado por las fases de líquido y vapor es indispensable para la resolución de las ecuaciones gobernantes en fenómenos de cambio de fase. Para evaluar la fracción volumétrica de vapor  $\epsilon_g$ , parámetro definido como la fracción superficial de la fase de vapor en una determinada sección transversal promediada en el tiempo ( $\epsilon_g = \Delta V_g / \Delta V = A_g / A$ ), se pueden utilizar diferentes correlaciones unas dependientes del flujo másico y otras independientes de éste.

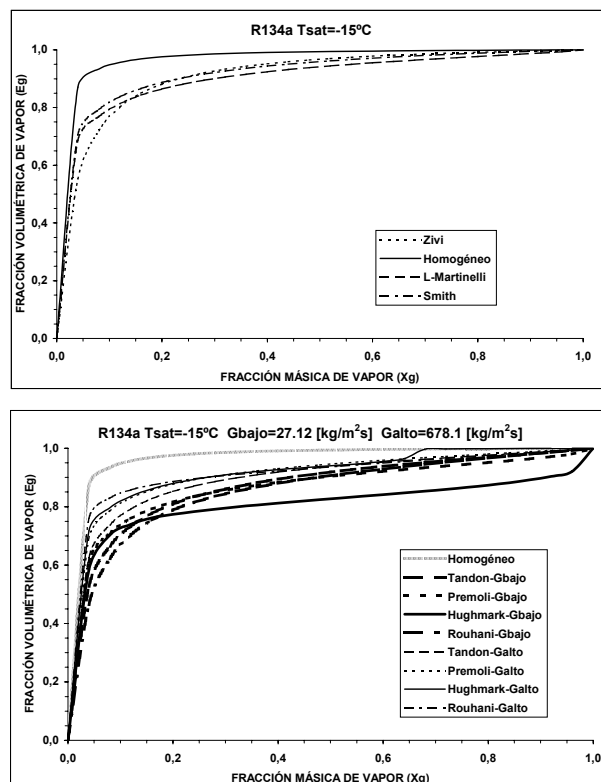
Los resultados de las diferentes correlaciones se realizaron para 2 diferentes temperaturas de saturación de los dos refrigerantes utilizados (R134a y R410A que es una mezcla de R32/R125 50%/50%). La primera que pudiera representar el caso de las condiciones de operación de un evaporador (-15°C, que corresponde a una presión de saturación de 1.6397 bar para el R134a y 4.851 bar para el R410A según propiedades del programa REFPROP v5.0 [1996]) y la segunda el caso de un condensador (54.4°C, que corresponde a una presión de saturación de 14.6959 bar para el R134a y 33.8886 bar para el R410A según propiedades del REFPROP v5.0 [1996]). Además se utilizaron dos caudales diferentes para las correlaciones que son función del flujo másico, tomándose aquellos caudales que pudieran considerarse los límites superior e inferior de una bomba de calor en operación o de un circuito de serpentín con sus correspondientes diámetros internos de tubería, el caudal pequeño será 27.12 kg/m<sup>2</sup>s en una tubería de 14 mm y el caudal grande será 678.1 kg/m<sup>2</sup>s en una tubería de 7.86 mm.



Figuras 2.3.5.1.1 Fracción volumétrica de vapor vs fracción másica de vapor para R134a y Tsat=54.4°C.

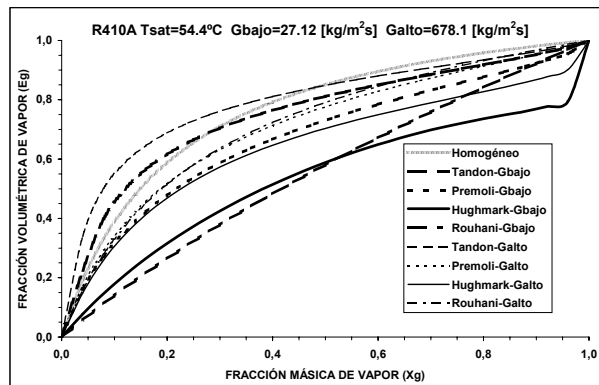
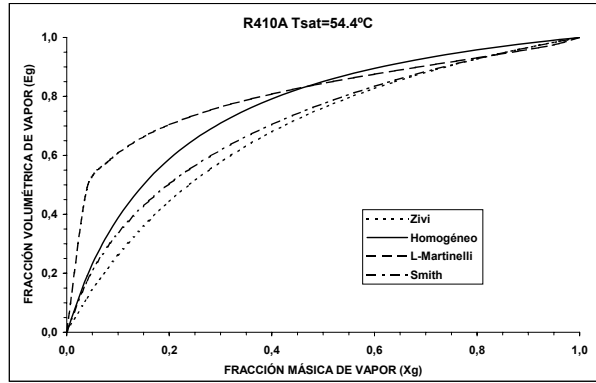
De las gráficas para la sustancia pura R134a (*Figuras 2.3.5.1.1 y 2.3.5.1.2*) se puede observar que los modelos generalmente predicen una mayor presencia de líquido (una fracción volumétrica de vapor inferior) a la del modelo homogéneo, tanto para las correlaciones dependientes de flujo másico (Tandon et al. [Tandon, 1985], Premoli [citado por Rice, 1987], Hughmark [Hughmark, 1962] y Rouhani [citado por Kattan, 1998]) como las independientes (Zivi [Zivi, 1964], Smith [citado por Rice, 1987] y Lockhart-Martinelli [citado por Rice, 1987]), excepto en situaciones de fracciones másicas de vapor pequeñas y presiones elevadas. Como es el caso de la correlación de Lockhart-Martinelli y la de Tandon para un caudal grande, en el caso de una fracción másica de vapor ( $x_g$ ) inferior al 20%. Una situación similar se da para el caso de la mezcla R410A (*Figura 2.3.5.1.3 y 2.3.5.1.4*) en el caso de las condiciones de condensación, pero debido al incremento de la presión para alcanzar esta temperatura de saturación las correlaciones de Lockhart-Martinelli y la de Tandon (tanto para bajo como alto caudal) dan un mayor valor de la fracción volumétrica de vapor que la correlación para flujo homogéneo, para fracciones másicas de vapor inferiores a 45%. Las correlaciones de Hughmark y Rouhani para flujos másicos bajos y altos son las que dan un valor de fracción volumétrica de vapor inferior.

Comparando las gráficas de las condiciones de evaporación y las de condensación, se obtiene que para una mayor presión de saturación la fracción volumétrica de vapor para una misma fracción másica de vapor disminuye. Esto es causado básicamente porque la relación entre la densidad del gas y la densidad del líquido a las condiciones de saturación ( $\rho_g/\rho_l$ ) se incrementa al aumentar la presión de saturación, lo que disminuye la fracción volumétrica de vapor. En el caso de las correlaciones que son dependientes del flujo másico se observa que al incrementarse éste, se incrementa el valor de la fracción volumétrica de vapor para una misma fracción másica de vapor, por lo que el incremento del flujo másico será proporcional al incremento de la fracción volumétrica de vapor.

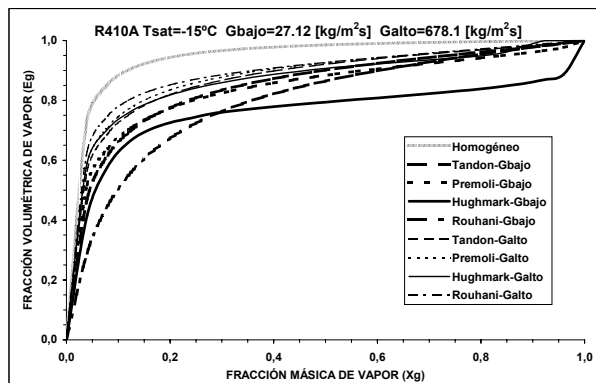
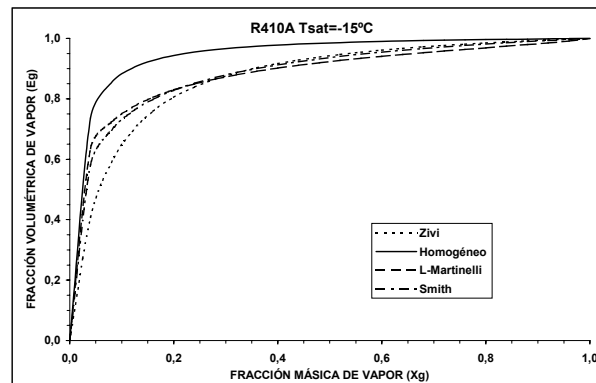


**Figuras 2.3.5.1.2 Fracción volumétrica de vapor vs fracción másica de vapor para R134a y  $T_{sat}=-15^{\circ}\text{C}$ .**





Figuras 2.3.5.1.3 Fracción volumétrica de vapor vs fracción máscica de vapor para R410A y  $T_{sat}=54.4^{\circ}\text{C}$ .



Figuras 2.3.5.1.4 Fracción volumétrica de vapor vs fracción máscica de vapor para R410A y  $T_{sat}=-15^{\circ}\text{C}$ .

### 2.3.5.2. Coeficiente de transferencia de calor ( $\alpha$ )

#### Condensación

Para el caso de refrigerante puro, se compararon las diferentes correlaciones mencionadas anteriormente (Wallis [Wallis, 1961], Shah [Shah, 1979], Dobson y Chato [Dobson, 1998], Bivens y Yokozeki [Bivens, 1994] y Tandon et al. [Tandon, 1995]) con los datos experimentales reportados por Dobson et al. [Dobson, 1994] para los casos de flujo estratificado, anular y mixto (que corresponden a las gráficas 6.5, 6.6 y 6.7 respectivamente de la referencia), para 2 refrigerantes puros R22 y R134a y una mezcla R410A (R32/R125 (50%/50%)). Las condiciones son las siguientes: diámetro interior 7.0612 mm, temperatura de pared 35°C, temperatura del fluido 38°C y unos flujos máscicos de 2.921 g/s, 25.228 g/s y 11.684 g/s para los casos de flujo estratificado, anular y mixto respectivamente.

En la correlación de Dobson se observa una discontinuidad debida al cambio de la correlación de flujo anular a la de flujo estratificado (ondulado) ó viceversa en dicho punto para la evaluación de  $\alpha$ . Para el caso de las sustancias puras y los tres tipos de flujo, se observa de las gráficas que la correlación de Dobson se aproxima bastante a los valores experimentales, esto como era de esperarse debido a que estos datos se utilizaron para realizar la correlación. En el caso de flujo estratificado (*Figuras 2.3.5.2.1 y 2.3.5.2.2*) (bajo flujo máscico) se observa que la correlación de Wallis deja mucho que desear, mientras que la de Shah da los valores más bajos del coeficiente de transferencia de calor bastante alejados de los experimentales, esto debido a que esta correlación se ha desarrollado para flujo anular. Para el caso de flujo anular (*Figuras 2.3.5.2.3 y 2.3.5.2.4*) tanto la correlación de Dobson como la de Shah dan muy aproximado el resultado comparado con los datos experimentales (no hay que olvidar que la correlación de Shah esta desarrollada para este tipo de flujo), mientras que las demás dan valores por debajo de lo esperado excepto la de Tandon que da un valor superior. En el caso de flujo mixto (*Figuras 2.3.5.2.7 y 2.3.5.2.8*) se observa un comportamiento de las diferentes correlaciones similar al de flujo anular. De este estudio preliminar se puede ver que la correlación de Dobson es la más efectiva para condensación en refrigerantes puros. La de Shah se podría utilizar con bastante precisión siempre y cuando no se tuviera flujos máscicos bajos.

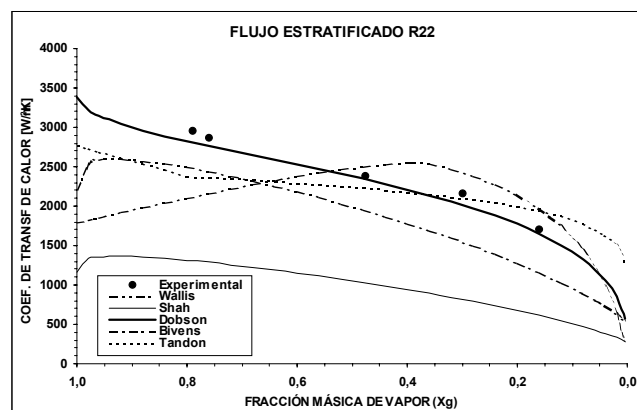


Figura 2.3.5.2.1. Comparación del coeficiente de transferencia de calor para flujo estratificado y R22.

En el caso de mezclas, se observa para el caso de flujo estratificado (Figura 2.3.5.2.3) que la correlación de Dobson, Tandon y de Bivens para mezclas calculadas con los valores de las propiedades termofísicas de la mezcla se aproximan bastante al resultado. Mientras que para flujo anular y mixto (Figuras 2.3.5.2.6 y 2.3.5.2.9 respectivamente) la correlación de Bivens que está hecha específicamente para mezclas es la que da el valor más próximo a los datos experimentales.

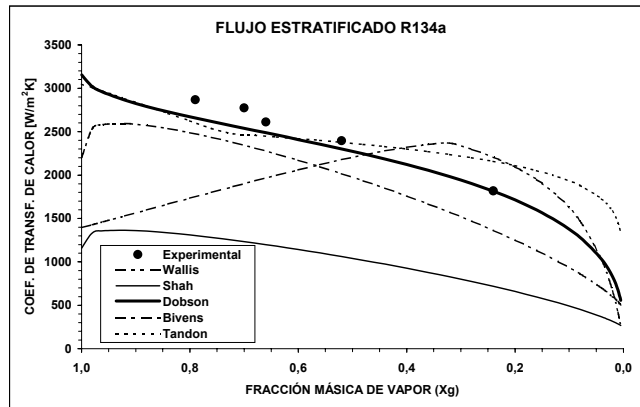


Figura 2.3.5.2.2. Comparación del coeficiente de transferencia de calor para flujo estratificado y R134a.

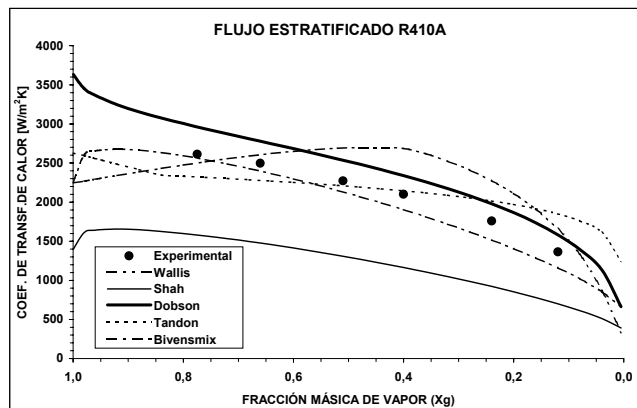


Figura 2.3.5.2.3. Comparación del coeficiente de transferencia de calor para flujo estratificado y R410A.

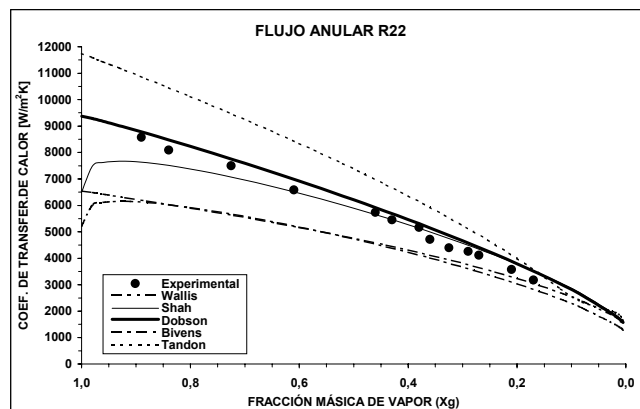


Figura 2.3.5.2.4. Comparación del coeficiente de transferencia de calor para flujo anular y R22.

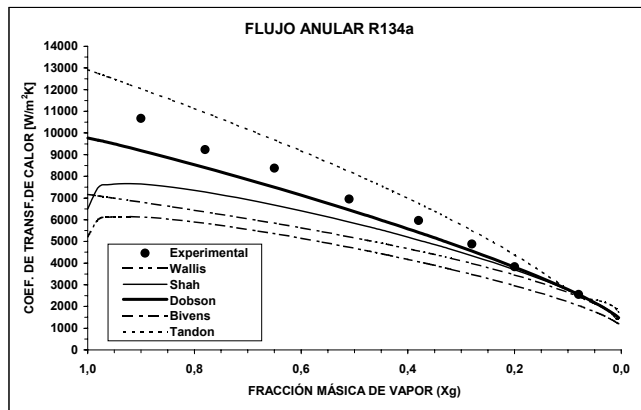


Figura 2.3.5.2.5. Comparación del coeficiente de transferencia de calor para flujo anular y R134a.

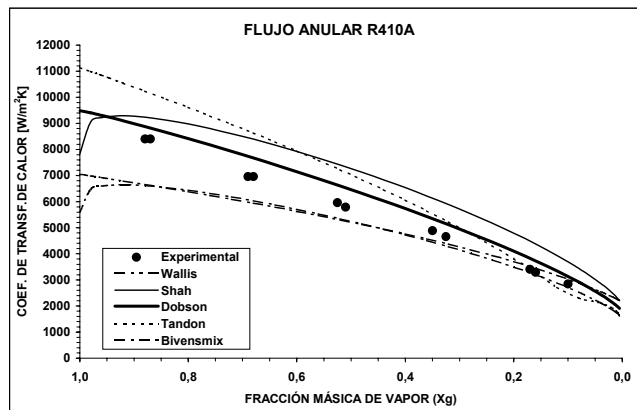


Figura 2.3.5.2.6. Comparación del coeficiente de transferencia de calor para flujo anular y R410A.

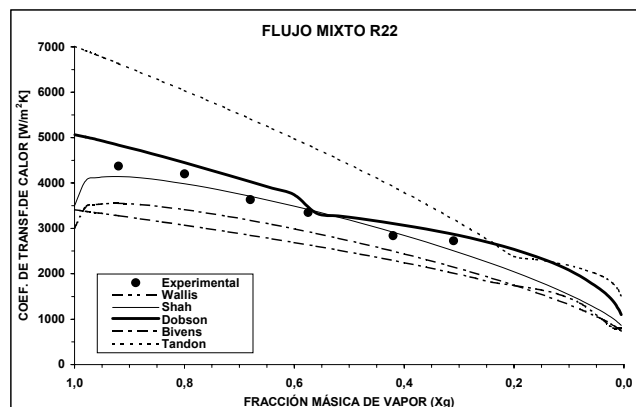


Figura 2.3.5.2.7. Comparación del coeficiente de transferencia de calor para flujo mixto y R22.

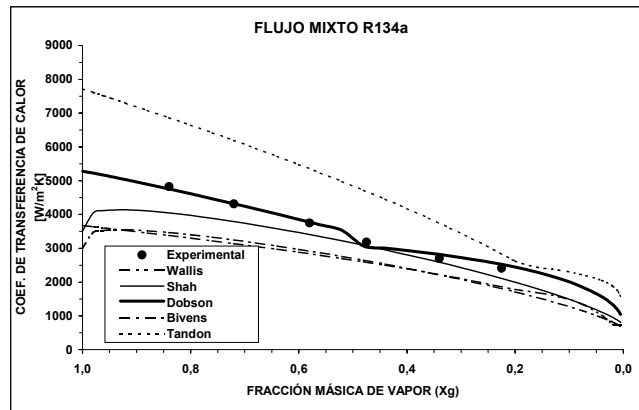


Figura 2.3.5.2.8 Comparación del coeficiente de transferencia de calor para flujo mixto y R134A.

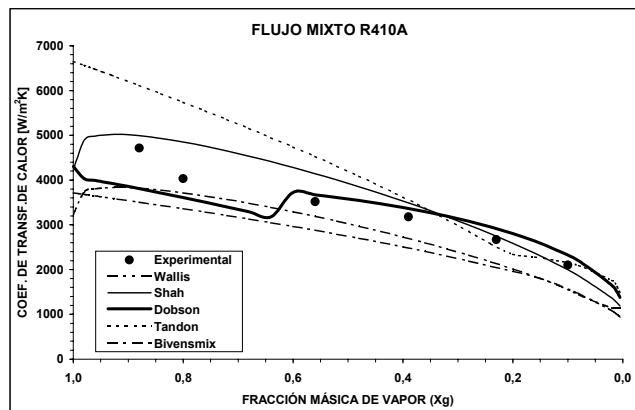


Figura 2.3.5.2.9. Comparación del coeficiente de transferencia de calor para flujo mixto y R410A.

### Evaporación

Para refrigerantes puros se compararon las correlaciones de Kandlikar [Kandlikar, 1990], Shah [Shah, 1982], Chen [Chen, 1966], Gungor y Winterton [Gungor, 1987], Wattelet et al. [Wattelet, 1994], Bivens y Yokozeki [Bivens, 1994] y Kattan et al. [Kattan, 1998] con resultados experimentales reportados por Jung y Didion [Jung, 1989b] para el caso de dos tipos de refrigerantes R22 y R152a, las gráficas se obtienen a partir de los puntos experimentales mostrados en las *Tablas 2.3.5.2.1* y *2.3.5.2.2* y las diferentes correlaciones son evaluadas para estas condiciones. De las gráficas (*Figuras 2.3.5.2.10* y *2.3.5.2.11*) se puede observar que las diferentes correlaciones dan un resultado bastante aproximado al experimental, siendo la correlación de Shah la que da un valor más bajo, mientras que la correlación de Kandlikar y Chen se pueden considerar que son las que más se

aproximan al valor experimental. El cambio de pendiente en la curva de la correlación de Kandlikar es debido a que en ese punto el cálculo de  $\alpha$  pasa de la correlación de la zona de ebullición nucleada a la zona de ebullición convectiva (ver correlación en ANEXO). Cabe resaltar también para fracciones másicas de vapor pequeñas por debajo de 0.2 es la zona donde las diferentes correlaciones dan un valor más diferente.

Para el caso de mezclas, se compararon también los resultados obtenidos por las diferentes expresiones empíricas con resultados experimentales de Jung y Didion [Jung, 1989b] para 2 tipos de mezcla R22/R114 (25%/75%) y R12/R152a (21%/79%), las gráficas se obtienen a partir de los puntos experimentales mostrados en las *Tablas 2.3.5.2.3 y 2.3.5.2.4* y las diferentes correlaciones son evaluadas para estas condiciones. De las diferentes gráficas (*Figuras 2.3.5.2.12 y 2.3.5.2.13*) se puede observar que la correlación de Jung es la que más se aproxima al resultados aun cuando la de Kandlikar funciona bastante bien aun cuando da un valor inferior al de la correlación de Jung, no hay que olvidar que con estos datos experimentales se hizo la correlación de Jung por lo que como era de esperarse es la que más se aproxima a los valores experimentales, pero no se puede asegurar su comportamiento en el caso de otro tipo de mezclas. En general, se puede utilizar tanto la correlación de Jung como la correlación de Kandlikar que son fórmulas desarrolladas específicamente para mezclas en los casos de evaporación con mezclas de refrigerantes.

**Tabla 2.3.5.2.1. Resultados experimentales de Jung y Didion para R152a y flujo másico 23.04 [g/s].**

$T_{\text{arriba}}$ [°C]	$T_{\text{izquierda}}$ [°C]	$T_{\text{abajo}}$ [°C]	$T_{\text{derecha}}$ [°C]	$T_{\text{promedio}}$ [°C]	$T_{\text{fluido}}$ [°C]	$P_{\text{sat}}(T_f)$ nist [bar]	$x_g$	$\alpha$ [W/m <sup>2</sup> K]
29.71	29.22	29.57	29.22	29.43	24.07	5.8021	0.085	4828
29.95	29.03	29.96	29.53	29.618	24.01	5.7917	0.119	4633
29.70	29.32	30.65	29.32	29.748	23.93	5.7779	0.167	4482
29.52	29.31	30.93	29.31	29.768	23.87	5.7675	0.201	4441
29.46	29.35	30.72	29.75	29.820	23.82	5.7588	0.235	4339
29.32	28.88	29.75	29.00	29.238	23.74	5.7450	0.252	4722
28.58	28.68	29.38	29.12	28.940	23.67	5.7328	0.286	4930
27.93	27.61	28.66	28.15	28.088	23.61	5.7224	0.320	5809
27.63	27.68	27.89	27.87	27.768	23.49	5.7020	0.365	6056
27.10	27.18	27.63	27.62	27.383	23.36	5.6800	0.400	6451
27.22	27.24	27.33	27.29	27.270	23.23	5.6581	0.434	6398
26.72	26.79	27.36	26.75	26.905	23.04	5.6260	0.479	6713
26.56	26.73	26.94	26.48	26.678	22.86	5.5956	0.514	6787
26.41	26.39	26.42	26.23	26.363	22.69	5.5670	0.548	7043
25.67	25.72	25.92	25.81	25.780	22.44	5.5248	0.594	7750
25.57	25.47	25.73	25.59	25.590	22.23	5.4900	0.628	7694
25.28	25.29	25.50	25.46	25.383	22.04	5.4588	0.657	7749
25.00	25.09	25.23	25.09	25.103	21.86	5.4293	0.685	7986

**Tabla 2.3.5.2.2. Resultados experimentales de Jung y Didion para R22 y flujo másico 15.68 [g/s].**

T <sub>arriba</sub> [°C]	T <sub>izquierda</sub> [°C]	T <sub>abajo</sub> [°C]	T <sub>derecha</sub> [°C]	T <sub>promedio</sub> [°C]	T <sub>fluido</sub> [°C]	p <sub>sat</sub> (T <sub>f</sub> ) nist [bar]	x <sub>g</sub>	α [W/m <sup>2</sup> K]
-2.69	-2.34	0.87	-1.63	-1.448	-5.57	4.1378	0.133	2674
-3.05	-1.31	0.04	-1.44	-1.440	-5.61	4.1321	0.220	2612
-2.69	-2.16	-1.57	-2.26	-2.170	-5.65	4.1264	0.308	2926
-2.75	-2.24	-2.04	-2.42	-2.363	-5.91	4.0900	0.322	2844
-2.65	-2.61	-2.22	-2.66	-2.535	-5.95	4.0845	0.348	2950
-2.90	-2.87	-2.34	-2.85	-2.740	-5.99	4.0790	0.374	3108
-3.23	-3.27	-2.71	-3.18	-3.098	-6.05	4.0708	0.408	3425
-3.37	-3.34	-3.05	-3.46	-3.305	-6.13	4.0598	0.435	3574
-3.55	-3.55	-3.24	-3.53	-3.468	-6.20	4.0501	0.461	3683
-3.76	-3.69	-3.43	-3.68	-3.640	-6.31	4.0350	0.495	3774
-3.95	-3.88	-3.52	-3.78	-3.783	-6.40	4.0226	0.522	3854
-4.11	-4.03	-3.83	-4.10	-4.018	-6.49	4.0102	0.548	4082
-4.38	-4.25	-4.19	-4.39	-4.303	-6.61	3.9937	0.582	4356
-4.49	-4.49	-4.39	-4.44	-4.453	-6.71	3.9800	0.608	4455
-4.60	-4.60	-4.57	-4.62	-4.598	-6.80	3.9676	0.630	4572
-4.86	-4.84	-4.67	-4.78	-4.788	-6.88	3.9566	0.652	4810

**Tabla 2.3.5.2.3. Resultados experimentales de Jung y Didion, R12/R152a (21/79) y flujo másico 23.05[g/s].**

T <sub>arriba</sub> [°C]	T <sub>izquierda</sub> [°C]	T <sub>abajo</sub> [°C]	T <sub>derecha</sub> [°C]	T <sub>promedio</sub> [°C]	T <sub>fluido</sub> [°C]	p <sub>sat</sub> (T <sub>f</sub> ) nist [bar]	x <sub>g</sub>	α [W/m <sup>2</sup> K]
11.11	12.25	12.99	12.35	12.175	5.54	3.6340	0.055	2584
10.80	12.07	14.14	12.07	12.270	5.52	3.6316	0.093	2590
10.78	12.00	13.80	12.00	12.145	5.50	3.6292	0.122	2621
11.41	11.68	13.39	11.72	12.050	5.49	3.6280	0.150	2618
10.95	11.07	12.41	11.07	11.375	5.47	3.6256	0.189	2899
10.58	10.42	11.82	10.42	10.810	5.46	3.6244	0.217	3201
10.43	10.06	10.63	10.24	10.340	5.44	3.6220	0.244	3472
9.60	9.13	9.42	9.02	9.293	4.93	3.5607	0.261	3899
9.06	8.80	9.10	8.99	8.988	4.84	3.5500	0.289	4095
8.57	8.40	8.82	8.53	8.580	4.76	3.5405	0.316	4444
8.02	8.07	8.22	8.07	8.095	4.63	3.5252	0.353	4896
7.78	7.72	7.84	7.79	7.783	4.49	3.5088	0.380	5147
7.58	7.47	7.61	7.54	7.550	4.34	3.4912	0.408	5289
7.06	7.12	7.54	7.12	7.210	4.13	3.4665	0.444	5536
6.93	7.00	7.11	6.84	6.970	3.93	3.4432	0.471	5584
6.72	6.68	6.63	6.53	6.640	3.73	3.4202	0.498	5826
6.06	6.08	6.28	6.15	6.143	3.44	3.3869	0.534	6265
5.90	5.83	5.93	5.85	5.878	3.18	3.3571	0.561	6284
5.62	5.56	5.71	5.71	5.650	2.96	3.3321	0.583	6315
5.28	5.36	5.32	5.32	5.345	2.74	3.3074	0.605	6528

Tabla 2.3.5.2.4. Resultados experimentales de Jung y Didion, R22/R114 (25/75) y flujo másico 16.79 [g/s].

T <sub>arriba</sub> [°C]	T <sub>izquierda</sub> [°C]	T <sub>abajo</sub> [°C]	T <sub>derecha</sub> [°C]	T <sub>promedio</sub> [°C]	T <sub>fluido</sub> [°C]	p <sub>sat</sub> (T <sub>f</sub> ) nist [bar]	x <sub>g</sub>	α [W/m <sup>2</sup> K]
29.59	25.81	27.03	25.91	27.085	18.41	3.9350	0.212	1211
27.69	26.90	26.85	27.30	27.185	21.26	4.2756	0.322	1731
27.37	27.21	26.56	26.31	26.863	21.25	4.2744	0.342	1834
28.33	27.35	27.20	27.25	27.533	21.93	4.3588	0.376	1837
28.47	27.70	27.40	27.62	27.798	22.56	4.4383	0.411	1965
28.51	27.87	27.85	27.76	27.998	23.33	4.5368	0.458	2196
28.74	27.96	28.07	27.91	28.170	23.80	4.5978	0.495	2352
28.82	28.33	28.33	28.38	28.465	24.24	4.6553	0.532	2424
28.87	28.54	28.65	28.83	28.723	24.74	4.7215	0.582	2573
29.10	28.93	29.06	28.94	29.008	25.05	4.7628	0.620	2584
29.21	29.10	29.13	28.91	29.088	25.32	4.7992	0.659	2717
29.23	29.26	29.16	29.10	29.188	25.62	4.8397	0.711	2865
29.41	29.30	29.22	29.25	29.295	25.76	4.8586	0.750	2894
29.54	29.35	29.30	29.37	29.390	25.86	4.8722	0.783	2900
29.43	29.31	29.37	29.41	29.380	25.94	4.8831	0.817	2977

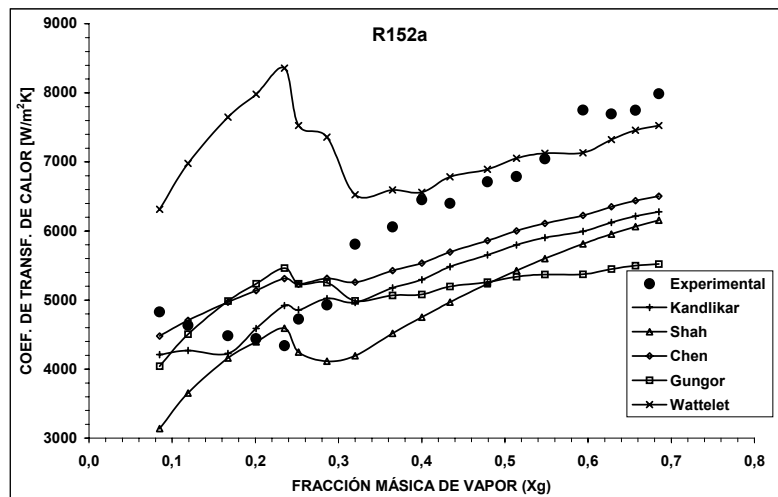


Figura 2.3.5.2.10. Comparación del coeficiente de transferencia de calor para el R152a.



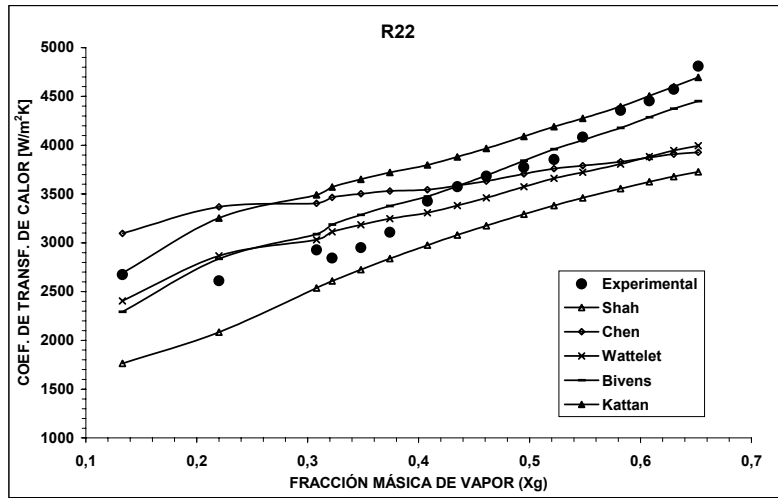


Figura 2.3.5.2.11. Comparación del coeficiente de transferencia de calor para el R22.

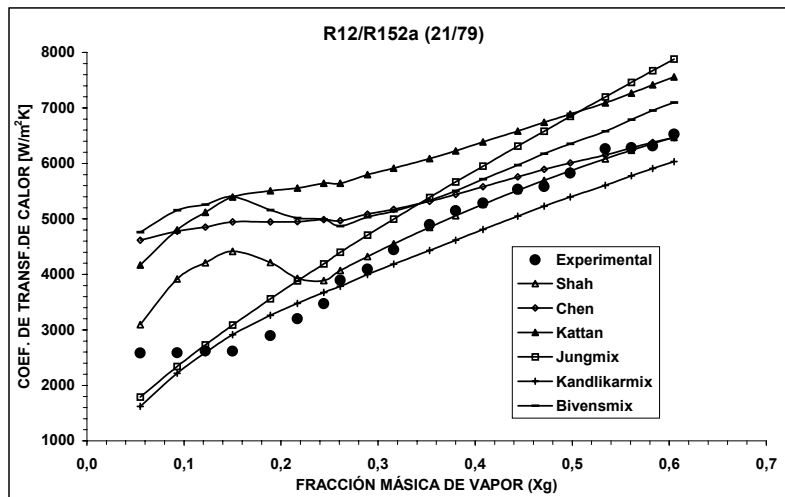


Figura 2.3.5.2.12 Comparación del coef. de transferencia de calor para la mezclas de R12/R152a (21/79).

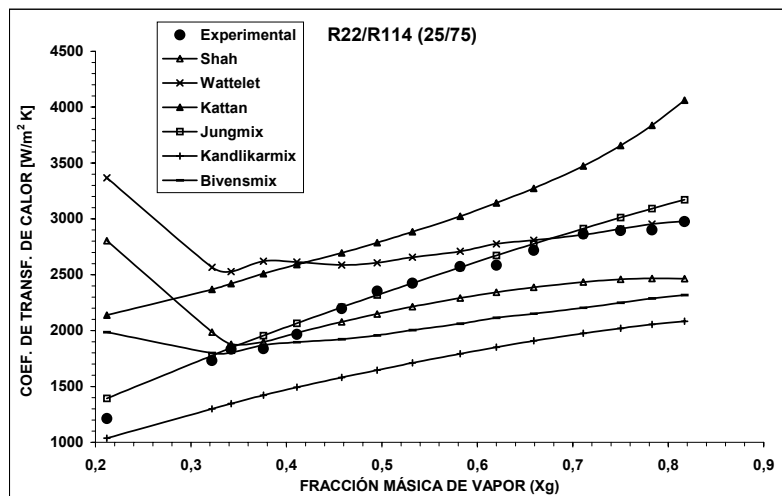


Figura 2.3.5.2.13 Comparación del coef. de transferencia de calor para la mezclas de R22/R114 (25/75).

### 2.3.5.3. Pérdida de carga en flujo bifásico

Para las comparaciones de la pérdida de carga en flujo bifásico, se ha utilizado la evaluación de la tensión o esfuerzo cortante en la pared,

$$\tau_w = \Phi \frac{f G^2}{4 \rho}$$

Las expresiones para evaluar la pérdida de carga en un flujo bifásico se utilizan indistintamente ya sea que se trate de evaporadores o condensadores.

Las gráficas que se presentan (*Figuras 2.3.5.3.1 a la 2.3.5.3.4*) son obtenidas para las mismas condiciones descritas en el *sección 2.3.5.1* que representan las condiciones en que podría trabajar un condensador y un evaporador con dos tipos de flujo uno bajo y uno elevado.

Las discontinuidades presentes en las gráficas (*Figuras 2.3.5.3.1 a la 2.3.5.3.4*) para la correlación de Lockhart-Martinelli (ver correlación en ANEXO) es debido al parámetro C que aparece en la correlación, al cual se le da un valor constante dependiendo para cada caso del  $Re_g$  y  $Re_l$  que se tenga, ya sea laminar o turbulento para cada una de las fases. Por lo que en la zona de la discontinuidad es el cambio de un régimen turbulento a uno laminar o viceversa para alguna de las fases.

Se observa además que al incrementarse la presión (caso del condensador) la  $\tau_w$  disminuye. Para estas mismas gráficas (*Figuras 2.3.5.3.1*) en el caso de flujo bajo y elevado, se observa que la correlación de Lockhart-Martinelli [Lockhart, 1949] y la de Jung y Radermacher [Jung, 1989a] dan el mayor valor, seguida por Chisholm [Chisholm, 1973] y al último la de Friedel [Friedel, 1979], mientras que para presiones bajas (*Figuras 2.3.5.3.2*) el mayor valor lo da la correlación de Chisholm y el menor la de Lockhart-Martinelli.

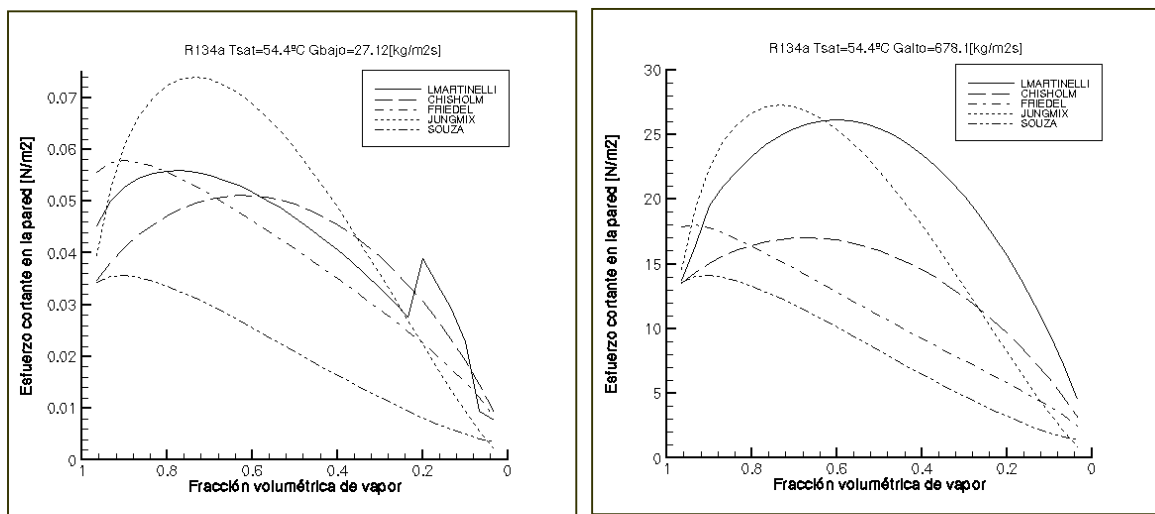
Whalley [Whalley, 1980] después de un estudio con un banco de datos bastante importante sobre la pérdida de carga en tuberías recomienda para el caso de sustancias puras lo siguiente:

1. Para  $(\mu_l/\mu_g) < 1000$ . Utilizar la correlación de Friedel.
2. Para  $(\mu_l/\mu_g) > 1000$  y  $G > 100\text{kg/m}^2\text{s}$ . Utilizar la correlación de Chisholm.
3. Para  $(\mu_l/\mu_g) > 1000$  y  $G < 100\text{kg/m}^2\text{s}$ . Utilizar la correlación de Lockhart-Martinelli.

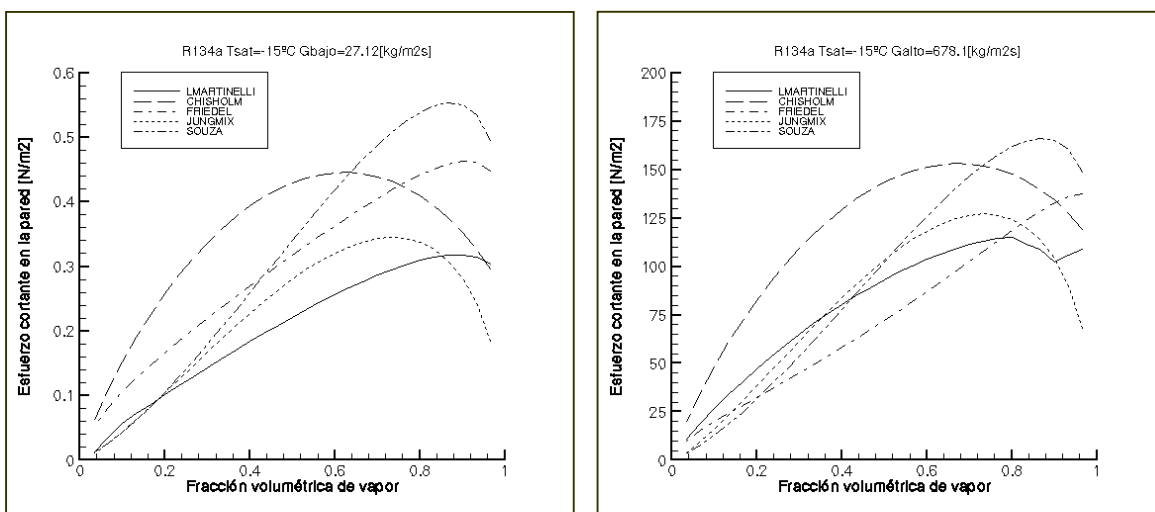
Para el caso de la mezcla de refrigerantes R410A (*Figuras 2.3.5.3.3 y 2.3.5.3.4*) se observa que igualmente al incrementarse la presión disminuye el valor de  $\tau_w$  (caso de temperatura de saturación mayor), en el caso de la correlación de Jung debido a la disminución de la presión reducida con el incremento de la presión. Para el caso de bajas presiones (*Figura 2.3.5.3.4*) se observa que el área bajo la curva de las 4 correlaciones es bastante similar, mientras que para presiones elevadas (*Figura 2.3.5.3.3*) Lockhart-Martinelli y Jung dan parecido y Chisholm y Friedel dan también cosas similares.

Cabe destacar que la única de estas correlaciones realizada específicamente para mezclas de refrigerantes es la de Jung y Radermacher, pero se tiene que la correlación cuando  $x_g \rightarrow 0$  el factor corrector tiende también a cero, por lo que para el modelo de volúmenes finitos y gran cantidad de nodos, en el caso de que sea adiabático no será útil ya que la caída de presión a bajos valores de la fracción másica de vapor sería prácticamente nula, lo cual no coincide con la realidad. Por lo cual se utiliza la correlación de Friedel para el caso de mezclas ó se siguen las recomendaciones de Whalley citadas anteriormente.

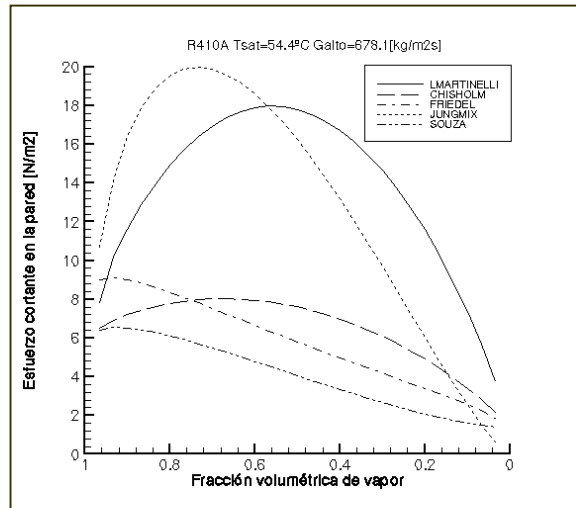
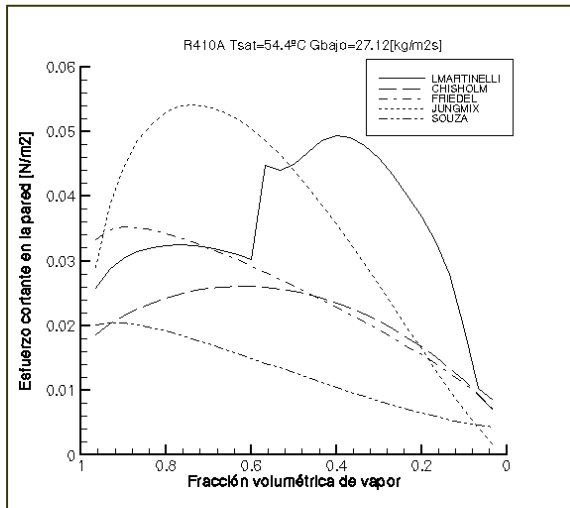
Como se observa en general en las figuras, existen diferencias apreciables en los valores obtenidos por las diversas correlaciones, lo que se traducirá en diferencias de la caída de presión del sistema a evaluar, por lo que según el caso sería conveniente evaluar que correlación es la que puede describir de mejor manera el comportamiento del sistema.



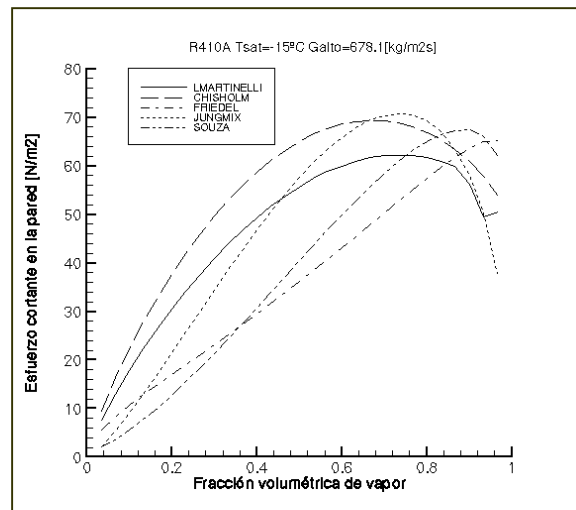
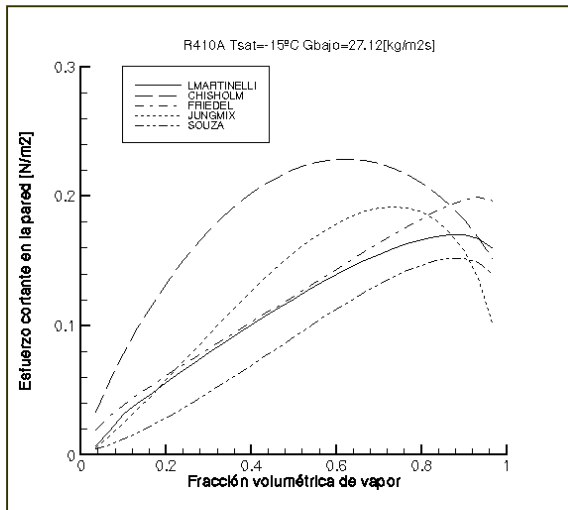
**Figuras 2.3.5.3.1.  $\tau_w$  vs fracción másica de vapor para el R134a y una  $T_{sat}=54.4^\circ\text{C}$ .**



**Figuras 2.3.5.3.2.  $\tau_w$  vs fracción másica de vapor para el R134a y una  $T_{sat}=-15^\circ\text{C}$ .**



Figuras 2.3.5.3.3.  $\tau_w$  vs fracción másica de vapor para el R410A y una  $T_{sat}=54.4^\circ\text{C}$ .



Figuras 2.3.5.3.4.  $\tau_w$  vs fracción másica de vapor para el R410A y una  $T_{sat}=-15^\circ\text{C}$ .

## 2.4. Diferenciación entre regiones

Es importante para la simulación de sistemas que involucren flujo bifásico el poder determinar en que zona ó región se encuentra el flujo, para de esta manera poder aplicar las correlaciones adecuadas en cada caso. Existe una diferenciación clara entre las 3 regiones más importantes tanto para procesos de condensación como el de evaporación que es obtenida a partir de la entalpía, presión y fracción másica de vapor ó calidad. Estas condiciones son:

- Región de líquido subenfriado:  
cuando  $h(p) \leq h_{l,sat}(p)$ , entonces  $x_g = 0$ .
- Región de flujo bifásico:  
cuando  $h_{l,sat}(p) < h(p) < h_{g,sat}(p)$ , entonces  $0 < x_g < 1$ .
- Región de vapor sobrecalentado:  
cuando  $h(p) \geq h_{g,sat}(p)$ , entonces  $x_g = 1$ .

donde  $h_{l,sat}(p)$  y  $h_{g,sat}(p)$  representan la entalpía de saturación de líquido y gas respectivamente para una presión dada.

En el caso del fenómeno de evaporación, las correlaciones que se utilizan difieren en general (o son específicas) para las siguientes regiones:

- Región de evaporación subenfriada:

Esta zona se caracteriza porque aún cuando las condiciones medias del fluido son previas a las de saturación, se comienzan a formar las primeras burbujas en las paredes del conducto, lo que provoca un cambio importante en la transferencia de calor y la cantidad de movimiento. Esta región se extiende hasta que el fluido alcanza las condiciones de saturación. Su inicio se detecta empíricamente a partir de la diferencia entre la temperatura del fluido y la de saturación del fluido; se detalla este procedimiento en el apartado de correlaciones empíricas.

Esta zona tiene lugar cuando:  $(T_w - T) > (T_w - T_{sat})_{onb}$ .

- Región de evaporación nucleada y anular:

Esta región se caracteriza por la formación de burbujas que comienzan a colapsarse entre sí. Dependiendo de las condiciones del fluido y las condiciones de contorno, se establecen diferentes estructuras de flujo: estratificado, “plug”, “slug”, ondulado, semi-anular y anular. Estas zonas presentan entre sí cambios importantes en relación con la transferencia de calor y la cantidad de movimiento. Abarca desde el punto donde se presenta las condiciones de saturación ( $x_g = 0$ ) hasta el punto donde

aparece el denominado dry-out ( $x_g = x_{g\text{dry-out}}$ ). El punto de dryout aparece cuando la pared se seca y el líquido remanente viaja por el centro de la tubería en forma de pequeñas gotas. Se puede determinar a partir de correlaciones específicamente desarrolladas para este fin, que determinan en que valor de la fracción másica de vapor ( $x_{g\text{dryout}}$ ) aparece este fenómeno.

- Región de post-dryout:

Esta zona se caracteriza por el vapor lleva en suspensión gotas de líquido que van evaporándose hasta que el flujo alcanza la condición de vapor saturado. Debido al contacto de gas con la pared, los coeficientes de transferencia de calor se reducen drásticamente respecto de las regiones anteriores.

A parte de estas tres regiones bien definidas en el caso del fenómeno de evaporación, las correlaciones empíricas utilizadas en algunos casos introducen dentro de su formulación números adimensionales para evaluar el tipo de régimen de flujo que se tiene (estratificado, anular, ondulado, ...). A partir de esto, utilizan una correlación desarrollada para la región específica. Las correlaciones que no utilizan estos criterios normalmente están realizadas para un tipo de flujo muy específico por lo que su aplicación requiere de otro criterio de diferenciación entre regiones. Otras correlaciones como la de Kandlikar [Kandlikar, 1990] basan el valor que se obtiene en el coeficiente de transferencia de calor en la contribución debido a mecanismos de ebullición nucleada y convectiva que se tiene dependiendo el tipo de flujo que se presenta. Algunas correlaciones incluyen en su formulación tanto la región de evaporación nucleada y anular, como la región de post-dryout. Este es el caso de la correlación de Kattan et al. [Kattan, 1998] ó Zürcher et al. [Zürcher, 1999].

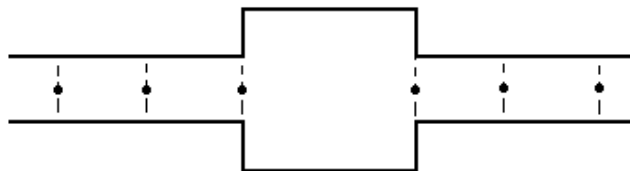
En el caso del fenómeno de condensación existe, como en el caso de la evaporación, diferentes tipos de régimen de flujo: estratificado, anular, ondulado, etc. Existen correlaciones como la de Dobson y Chato [Dobson, 1998] que utilizan criterios para diferenciar dichas regiones y a partir de esto aplican expresiones diferentes, ya sea que el flujo se encuentre en una régimen ondulado o anular. Otras correlaciones han sido desarrolladas para un tipo específico de flujo, por lo que su aplicación se tendrá que ver soportada por algún otro criterio que nos marque que efectivamente estamos en ese régimen de flujo (uno de estos criterios puede ser el de Wallis [Wallis, 1961] que a partir de un número adimensional determina si el flujo se encuentra en régimen anular, estratificado o mixto). La correlación propuesta por Shah [Shah, 1979] se aplica a condensación en película, la de Tandon et al. [Tandon, 1995] a condensación en regímenes de flujo ondulado, semi-anular y anular, la correlación de Boyko y Kruzhilin [Boyko, 1967] es para flujo anular y la correlación de Jaster y Kosky [Jaster, 1975] es para flujo estratificado, por citar algunas, entre la gran cantidad de correlaciones que existen en la literatura y que se continúan desarrollando.

## 2.5. Algoritmos numéricos de resolución

La discretización de las ecuaciones gobernantes ha sido acoplada utilizando dos algoritmos diferentes: (a) método implícito tramo a tramo (Step by Step Method) y (b) método segregado implícito basado en corrección de presiones del tipo SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations). Dentro de esta sección se detallan ambos métodos, así como la resolución de geometrías complejas utilizando dichos algoritmos.

### 2.5.1. Método tramo a tramo (Step by step)

El flujo es evaluado de acuerdo a un esquema numérico implícito. El dominio es dividido en volúmenes de control (ver *Figura 2.5.1.1*). El proceso de solución es llevado moviéndose paso a paso en la dirección del flujo. De valores conocidos a la entrada de la sección y teniendo definidas las condiciones de contorno, los valores de dichas variables a la salida del volumen de control son obtenidas a partir de la discretización de las ecuaciones gobernantes (ecuación de continuidad, cantidad de movimiento y energía) que se detallan en la siguiente sección. Una vez obtenida la solución a la salida del volumen de control, ésta se convierte en los valores de entrada para el siguiente volumen de control. Este procedimiento se sigue en la dirección del flujo hasta que se encuentra el final de la tubería o canal. Este tipo de análisis es aplicado siempre y cuando las ecuaciones presenten una estructura parabólica en la dirección del flujo. Quedando por tanto excluidos casos de recirculación y/o de reflujo.



**Figura 2.5.1.1. Nodos y malla para el método tramo a tramo (step by step).**

#### 2.5.1.1. Discretización de las ecuaciones gobernantes

Para cada volumen de control se obtiene un conjunto de ecuaciones algebraicas a partir de las ecuaciones gobernantes (ecuaciones 2.2.1.1, 2.2.1.2 y 2.2.1.5).

En la sección *formulación matemática*, las ecuaciones gobernantes se han presentado directamente en base a su integración espacial sobre volúmenes de control finitos. Es por ello que únicamente requerimos su integración temporal. Se ha implementado un esquema implícito para los términos transitorios de las ecuaciones gobernantes que se discretizan mediante la utilización de un esquema diferencial de primer orden:

$(\partial\phi/\partial t) \cong (\phi - \phi^o) / \Delta t$ , donde  $\phi$  representa una variable dependiente genérica ( $\phi = h, p, x_g, \rho, \dots$ ), en el instante

actual de cálculo y  $\phi^o$  indica su valor en el instante anterior.

Los valores medios sobre un volumen de control se han estimado como la media aritmética entre la secciones de entrada y salida, esto es:  $\bar{\phi} \cong \bar{\phi} = (\phi_i + \phi_{i+1}) / 2$ . Las propiedades físicas medias se evalúan basadas en sus correspondientes presión y entalpía media local.

Aplicando las aproximaciones numéricas arriba indicadas a las ecuaciones gobernantes para flujo bifásico dentro de un volumen de control (ecuaciones 2.2.1.9, 2.2.1.10 y 2.2.1.11), el siguiente conjunto de ecuaciones para la evaluación de las variables dependientes a la salida del volumen de control son obtenidas. En lo que sigue se detalla la forma final de las ecuaciones discretizadas de conservación de la masa, cantidad de movimiento y energía.

El flujo másico a la salida del volumen de control es obtenido a partir de la discretización de la *ecuación de continuidad*,

$$\dot{m}_{i+1} = \dot{m}_i - \frac{A\Delta z}{\Delta t} (\bar{\rho}_{tp} - \bar{\rho}_{tp}^o) \quad (2.5.1.1.1)$$

donde  $\rho_{tp} = \varepsilon_g \rho_g + (1 - \varepsilon_g) \rho_l$ .

Una vez calculado el flujo másico a la salida, la velocidad del líquido y del gas son calculadas como,

$$v_{g,i+1} = \left[ \frac{\dot{m} x_g}{\rho_g \varepsilon_g A} \right]_{i+1} \quad v_{l,i+1} = \left[ \frac{\dot{m} (1 - x_g)}{\rho_l (1 - \varepsilon_g) A} \right]_{i+1}$$

La discretización de la *ecuación de cantidad de movimiento* permite encontrar la presión a la salida,

$$p_{i+1} = p_i - \frac{\Delta z}{A} \left( \Phi \frac{\bar{f}}{4} \frac{\bar{m}^2}{2\bar{\rho}_{tp} A^2} P + \bar{\rho}_{tp} A g \sin\theta + \frac{\bar{m} - \bar{m}^o}{\Delta t} + \frac{\left[ \dot{m} \left( x_g v_g + (1 - x_g) v_l \right) \right]_i^{i+1}}{\Delta z} \right) \quad (2.5.1.1.2)$$

La entalpía a la salida es obtenida restando la ecuación de continuidad multiplicada por la energía específica en el centro del volumen de control ( $e_p$ ) a la *ecuación de la energía*,



$$h_{i+1} = \frac{2\dot{q} - \dot{m}_{i+1}a + \dot{m}_i b + \frac{A\Delta z}{\Delta t}c}{\dot{m}_{i+1} + \dot{m}_i + \frac{\left(\bar{\varepsilon}_g^o \bar{\rho}_g^o + (1 - \bar{\varepsilon}_g^o) \bar{\rho}_l^o\right) A \Delta z}{\Delta t}} \quad (2.5.1.1.3)$$

donde

$$a = \left(x_g v_g + (1 - x_g) v_l\right)_{i+1}^2 + g \sin \theta \Delta z - h_i$$

$$b = \left(x_g v_g + (1 - x_g) v_l\right)_i^2 - g \sin \theta \Delta z + h_i$$

$$c = \left(p_i + p_{i+1}\right) - \left(p_i^o + p_{i+1}^o\right) + \left(\bar{\varepsilon}_g^o \bar{\rho}_g^o + (1 - \bar{\varepsilon}_g^o) \bar{\rho}_l^o\right) \left(h_i^o + h_{i+1}^o\right) - h_i - \left(\bar{p} \left(\frac{v_i + v_{i+1}}{2}\right)^2 - \bar{p}^o \left(\frac{v_i^o + v_{i+1}^o}{2}\right)^2\right)$$

La temperatura, la fracción másica de vapor ó calidad y las propiedades termofísicas son evaluadas utilizando matrices con entradas de presión y entalpía:

$$T = f(p, h); \quad x_g = f(p, h); \quad \rho = f(p, h); \quad \dots \quad (2.5.1.1.4)$$

las matrices de propiedades termofísicas de distintos fluidos refrigerantes son generadas a partir del código REFPROP v5.0 [1996].

Las ecuaciones arriba mencionadas, ecuación de continuidad, de cantidad de movimiento, energía y la de propiedades termofísicas (2.5.1.1.1)-(2.5.1.1.4) son aplicables a estado transitorio y flujo bifásico. Situaciones de estado permanente y/o una sola fase (líquido o gas) representan casos particulares de esta formulación.

### 2.5.1.2. Condiciones de contorno

- **Condiciones de entrada:** las condiciones de contorno a la entrada para la resolución directa del método tramo a tramo (step by step) son las condiciones a la entrada de: el flujo másico ( $\dot{m}_{in}$ ), la presión ( $p_{in}$ ) y la temperatura ( $T_{in}$ ) en los casos de entrada de fluido en una sola fase ó la fracción másica de vapor ( $x_{gin}$ ) en los casos de entrada de un fluido en dos fases. Para cualquiera de estos dos valores (temperatura o fracción másica de vapor) y la presión, obtenemos la entalpía (que es nuestra variable dependiente de cálculo). Otras condiciones de contorno como son ( $\dot{m}_{in}, p_{out}$ ) ó ( $p_{in}, p_{out}$ ) ó ( $p_{in}, \dot{m}_{out}$ ) se resuelven utilizando un algoritmo Newton-Raphson. El método se basa en un proceso iterativo que actualiza el flujo másico a la entrada, ó bien la presión a la entrada, dependiendo del caso, para obtener nuevamente las condiciones de

resolución directa ( $\dot{m}_{in}, p_{in}$ ) y continuar hasta alcanzar el criterio de convergencia.

- **Condiciones en el sólido:** la temperatura de pared en el tubo o el flujo de calor a través de la pared del tubo en cada volumen de control debe ser dato. Esta condición de contorno se implementa en la *ecuación de la energía* de forma compacta de la siguiente manera:

$$\dot{q} = (1 - \beta)\dot{q}_w + \beta\alpha(T_w - T_f) \quad (2.5.1.2.1)$$

donde  $\beta=1$  si la condición de contorno es la temperatura de pared del tubo y  $\beta=0$  si se da el flujo de calor.

### 2.5.1.3. Transición entre regiones

Utilizando los criterios de diferenciación entre regiones mencionados en la *sección 2.4*, se detecta el volumen de control donde ocurre la transición. Para evaluar la posición del punto de transición han sido utilizados dos criterios diferentes de transición [Escanes, 1995] para el caso del método tramo a tramo (step by step):

- *Criterio de transición 1:* el punto de transición se asocia a la sección de salida del volumen de control ( la asignación a la sección de entrada o a la sección central daría lugar a criterios de transición equivalentes ).
- *Criterio de transición 2:* el volumen de control se divide en dos. La longitud del primer volumen de control es calculada a partir de la ecuación de la energía, imponiéndose condiciones de saturación como  $x_g=0$ ,  $x_g=1$  o alguna otra condición de diferenciación entre regiones a la sección de salida. La longitud del segundo se calcula simplemente como la diferencia.

El criterio de transición es muy importante debido a los cambios tanto en el coeficiente convectivo de transferencia de calor como en el factor de fricción entre regiones. Dependiendo de las correlaciones empíricas utilizadas, estos coeficientes pueden incrementarse o decrementarse por factores de 10 ó más.

Ambos criterios son numéricamente equivalentes cuando el número de volúmenes de control de la discretización tienda a infinito. A pesar de esto, el segundo criterio ofrece mejores prestaciones, al dar resultados más precisos para una malla dada o, alternativamente, necesitar menos nodos de discretización para alcanzar una precisión dada como se mostrará más adelante. La posibilidad de obtener resultados precisos con pocos volúmenes de control representa una ganancia muy importante en el tiempo de cómputo para sistemas más complejos (como los evaporadores o condensadores de doble tubo, intercambiadores carcasa y tubos, intercambiadores compactos y otros de aplicaciones industriales).

Por lo explicado en el párrafo anterior, a menos que se especifique lo contrario, el **criterio de transición 2** se utilizará en todos los resultados obtenidos con el método tramo a tramo (step by step).

#### 2.5.1.4. Algoritmo de resolución

En cada volumen de control, las variables del flujo en la sección de salida del volumen de control son obtenidas resolviendo de manera iterativa el conjunto de ecuaciones algebraicas obtenidas en la sección anterior (2.5.1.1. *Discretización de las Ecuaciones Gobernantes* para las ecuaciones gobernantes de continuidad, cantidad de movimiento y energía), a partir de los valores conocidos de las variables en la sección de entrada y las condiciones de contorno descritas anteriormente. Una vez convergidas el conjunto de variables a la salida, éstas se toman como condiciones de entrada para el siguiente volumen de control. De esta forma la resolución se realiza moviéndose tramo a tramo (step by step) ó volumen de control a volumen de control de la malla de discretización en la dirección del flujo. En cada sección transversal, la tensión cortante, el flujo de calor convectivo y la fracción volumétrica de vapor son evaluadas a partir de correlaciones empíricas ó semi-empíricas obtenidas de la literatura como las mencionadas anteriormente (ver *Evaluación de coeficientes empíricos*).

La solución de casos transitorios se realiza de la misma manera que se mencionó anteriormente para cada instante de tiempo asignado tomando en cuenta los términos transitorios de las ecuaciones. Una vez resuelto en primer intervalo de tiempo partiendo de unas condiciones conocidas en el instante  $t=0$ , se prosigue la resolución del siguiente incremento de tiempo, y así sucesivamente hasta alcanzar el tiempo que se desea ó bien el caso permanente, obteniéndose la distribución de las variables a lo largo del dominio para cada instante de tiempo. Dependiendo de la evolución en el tiempo de las condiciones de contorno, un valor constante o variable del incremento de tiempo ( $\Delta t$ ) puede ser especificado.

#### 2.5.1.5. Criterios de convergencia

En cada volumen de control las ecuaciones gobernantes son iterativamente resueltas hasta que se verifique el siguiente criterio de convergencia:

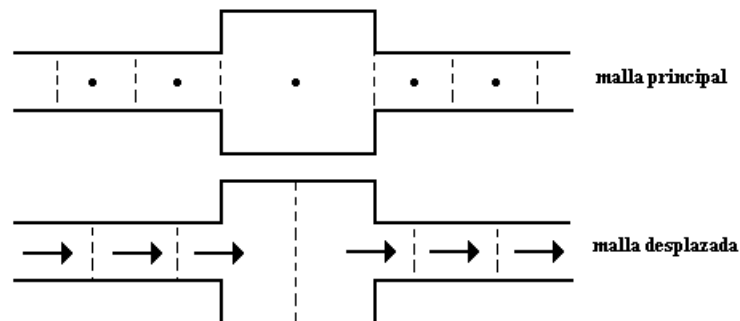
$$\left| \frac{\phi_{i+1}^* - \phi_{i+1}}{\Delta\phi} \right| < \delta \quad (2.5.1.5.1)$$

donde  $\phi$  se refiere a las variables dependientes: flujo másico, presión y entalpía;  $\phi^*$  representa sus valores en la iteración anterior y  $\delta$  es el valor especificado de convergencia del método numérico. El valor de referencia  $\Delta\phi$  es localmente evaluado como  $\phi_{i+1} - \phi_i$ . Cuando este valor tiende a cero,  $\Delta\phi$  es substituido por  $\phi_i$ .

## 2.5.2. Método de corrección de presiones del tipo SIMPLE

Las ecuaciones gobernantes, escritas en su forma integral, sobre volúmenes de control, son discretizadas en base a un esquema numérico del tipo implícito. Para lo cual se ha empleado un método segregado basado en la presión ó corrección de presiones, particularmente el algoritmo SIMPLEC de Van Doormaal y Raithby [Van Doormaal, 1984], que se extiende a situaciones de flujo compresible [Van Doormaal, 1986], que es una mejora al algoritmo SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) de Patankar y Spalding [Patankar, 1972].

En este método el dominio es discretizado en volúmenes de control sobre los que se resuelve la ecuación de continuidad (o de corrección de presiones) y la de los escalares (ecuación de la energía, ...). La ecuación de cantidad de movimiento se formula sobre una malla desplazada, de forma que los nodos de discretización se sitúen sobre las superficies limítrofes de los volúmenes de control de la malla principal. Esta técnica, representada en la *Figura 2.5.2.1*, se denomina staggered grid [Patankar, 1980]. De esta forma, las diferentes variables escalares (entalpía, presión, temperatura y las propiedades termofísicas) se calculan en cada nodo de la malla principal, mientras que las velocidades y flujos máxicos son determinados en las caras de dichos volúmenes de control (nodos de la malla desplazada)



**Figura 2.5.2.1. Esquema de discretización staggered grid**

El algoritmo SIMPLE propuesto por Patankar y Spalding, ha sido uno de los algoritmos más utilizados en los últimos años. En este método las ecuaciones de cantidad de movimiento son resueltas de forma implícita, asumiendo un campo de presiones. El campo de velocidades (o en nuestro caso de flujos máxicos) resultante satisface las ecuaciones de cantidad de movimiento pero no satisface continuidad. Correcciones a los campos de presión y velocidad (ó flujo máxico) son realizados de forma sistemática para mejorar el campo de presiones y para obligar al campo de velocidades a cumplir continuidad.

Este tipo de algoritmos no solo evita el desacoplamiento entre las ecuaciones de continuidad y de cantidad de movimiento, sino que es una excelente manera de tratar discontinuidades introducidas por la geometría en el

flujo (contracciones y expansiones bruscas, reflujo, etc.).

### 2.5.2.1. Discretización de las ecuaciones gobernantes

La integración temporal se realiza de la misma manera que la mencionada anteriormente para el caso del método tramo a tramo (ver sección 2.5.1.1.).

Los términos convectivos son numéricamente aproximados en base a esquemas numéricos tanto de primer como de segundo orden (upwind, smart, quick, etc.). Para evitar problemas de estabilidad, estos términos son introducidos en base a esquemas de primer orden (muy estables numéricamente) con correcciones de segundo orden o de orden superior en el término fuente (deferred correction approach). En lo que sigue se resumen los puntos mas relevantes del método. La nomenclatura utilizada es la estándar (ver Figura 2.5.2.1.1).

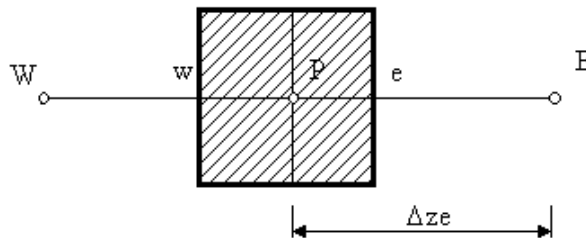


Figura 2.5.2.1.1. Volumen de control para el método SIMPLE.

Como se menciona anteriormente en los métodos de corrección de presiones del tipo SIMPLE, la ecuación de momento se resuelve implícitamente para el cálculo de flujo másico  $\dot{m}^*$ , usando un campo de presiones asumido  $p^*$ . La ecuación discretizada de momentum toma la forma:

$$a_P \dot{m}_e^* = \sum_{\text{vecinos}} a_{nb} \dot{m}_{nb}^* + b + A_e (p_P^* - p_E^*) \quad (2.5.2.1.1)$$

Puesto que  $p^*$  es incorrecto, es necesario hacer correcciones tanto al campo de presiones como al de flujo másico. Si denotamos las correcciones como  $p'$  y  $\dot{m}'$ , los correspondientes campos corregidos serán:

$$p = p^* + p' \quad \dot{m} = \dot{m}^* + \dot{m}' \quad (2.5.2.1.2)$$

De restar la ecuación para  $\dot{m}^*$  a su similar para  $\dot{m}$ , se obtiene la siguiente fórmula de corrección para el cálculo de  $\dot{m}'$ :

$$a_P \dot{m}'_e = \sum_{\text{vecinos}} a_{nb} \dot{m}'_{nb} + b + A_e (p'_P - p'_E) \quad (2.5.2.1.3)$$

En este punto se realiza la aproximación que constituye uno de los aspectos importantes del SIMPLE o como en nuestro caso SIMPLEC en el cual se hace una suma y resta del sumatorio de los coeficientes por la variable a los dos términos y se menosprecia una diferencia.

$$\left( a_P - \sum_{\text{vecinos}} a_{nb} \right) \dot{m}_e = \sum_{\text{vecinos}} a_{nb} (\dot{m}_{nb} - \dot{m}_e) + b + A_e (p_P - p_E) \quad (2.5.2.1.4)$$

suponemos que,

$$\sum_{\text{vecinos}} a_{nb} (\dot{m}_{nb} - \dot{m}_e) = 0 \quad (2.5.2.1.5)$$

a partir de esto obtenemos que,

$$d_e = \frac{A_e \Delta z_e}{\left( a_P - \sum_{\text{vecinos}} a_{nb} \right)} \quad (2.5.2.1.6)$$

El flujo másico corregido puede escribirse como:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_e^* + \frac{d_e}{\Delta z_e} (p_P - p_E) \quad (2.5.2.1.7)$$

Esta expresión, junto con las correspondientes fórmulas para el flujo másico corregido, son sustituidas en la ecuación de continuidad, que después de ordenar los términos se obtiene la ecuación de corrección de presiones:

$$a_P p_P = a_E p_E + a_W p_W + b \quad (2.5.2.1.8)$$

A medida que se alcanza la convergencia, la corrección de presiones  $p'$  irá tendiendo a cero.

A partir de la ecuación de la energía (restándola de la ecuación de continuidad multiplicada por la entalpía en el centro del volumen de control) se obtiene la siguiente ecuación discretizada.

$$a_P h_P = a_E h_E + a_W h_W + b \quad (2.5.2.1.9)$$

donde,

$$a_E = -\dot{m}_e (1 - F_e)$$

$$a_W = \dot{m}_w F_w$$

$$\begin{aligned}
a_P &= \dot{m}_w F_w - \dot{m}_e (1 - F_e) + \frac{[\varepsilon_g^o \rho_g^o + (1 - \varepsilon_g^o) \rho_l^o]}{\Delta t} A \Delta z \\
b &= \alpha_p (T_w - T_{f,p}) P \Delta z + \frac{1}{2} \dot{m}_w v_w^2 - \dot{m}_e \left[ \frac{1}{2} v_e^2 + g \sin \theta \Delta z \right] + \frac{p - p^o}{\Delta t} A \Delta z + \\
&\frac{[\varepsilon_g^o \rho_g^o h_g^o + (1 - \varepsilon_g^o) \rho_l^o h_l^o]}{\Delta t} A \Delta z - \frac{[\varepsilon_g \rho_g h_g + (1 - \varepsilon_g) \rho_l h_l]}{\Delta t} A \Delta z + \frac{[\varepsilon_g \rho_g + (1 - \varepsilon_g) \rho_l] h_p}{\Delta t} A \Delta z + \\
&\frac{[\varepsilon_g^o \rho_g^o (0.5 v_g^{o^2} + 0.5 g \sin \theta \Delta z^o) + (1 - \varepsilon_g^o) \rho_l^o (0.5 v_l^{o^2} + 0.5 g \sin \theta \Delta z^o)]}{\Delta t} A \Delta z - \\
&\frac{[\varepsilon_g \rho_g (0.5 v_g^2 + 0.5 g \sin \theta \Delta z) + (1 - \varepsilon_g) \rho_l (0.5 v_l^2 + 0.5 g \sin \theta \Delta z)]}{\Delta t} A \Delta z - S_H \\
S_H &= [\dot{m}_e F_e (h_e^{ods} - h) - \dot{m}_w F_w (h_w^{ods} - h_w)] + [\dot{m}_e (1 - F_e) (h_e^{ods} - h_e) - \dot{m}_w (1 - F_w) (h_w^{ods} - h)]
\end{aligned}$$

El término  $S_H$  se utiliza para introducir un esquema diferente al upwind de primer grado, ya sea que se trate de esquemas de primer orden o, el caso más frecuente, de segundo orden o de orden superior. Los parámetros  $F_e$  y  $F_w$  toman el valor de uno o cero según el flujo másico en la cara correspondiente del volumen de control sea positivo o negativo respectivamente.

La ecuación discretizada de cantidad de movimiento, toma una forma similar a la ecuación de la energía, esto es:

$$a_P \dot{m}_P^* = a_E \dot{m}_E^* + a_W \dot{m}_W^* + b \quad (2.5.2.1.10)$$

donde,

$$\begin{aligned}
a_E &= -(1 - F_e) \frac{\dot{m}_e}{A_e} \left[ \frac{x_g^2}{\rho_g \varepsilon_g} + \frac{(1 - x_g)^2}{\rho_l (1 - \varepsilon_g)} \right]_e \\
a_W &= F_w \frac{\dot{m}_w}{A_w} \left[ \frac{x_g^2}{\rho_g \varepsilon_g} + \frac{(1 - x_g)^2}{\rho_l (1 - \varepsilon_g)} \right]_w \\
a_P &= F_e \frac{\dot{m}_e}{A_e} \left[ \frac{x_g^2}{\rho_g \varepsilon_g} + \frac{(1 - x_g)^2}{\rho_l (1 - \varepsilon_g)} \right]_e - (1 - F_w) \frac{\dot{m}_w}{A_w} \left[ \frac{x_g^2}{\rho_g \varepsilon_g} + \frac{(1 - x_g)^2}{\rho_l (1 - \varepsilon_g)} \right]_w + \Phi \frac{f}{4} \frac{|\dot{m}_p| P \Delta z}{2 \rho A_p^2} + \frac{\Delta z}{\Delta t} \\
b &= (p_w - p_e) A - [\rho_g \varepsilon_g + \rho_l (1 - \varepsilon_g)] g \sin \theta A \Delta z + \frac{\Delta z}{\Delta t} \dot{m}^o - S_G \\
d_e &= A_e \Delta z / (a_P - a_E - a_W)
\end{aligned}$$

$$S_G = \left[ \frac{\dot{m}_e}{A_e} F_e \left[ \frac{x_g^2}{\rho_g \varepsilon_g} + \frac{(1-x_g)^2}{\rho_l (1-\varepsilon_g)} \right]_e (\dot{m}_e^{ods} - \dot{m}) - \frac{\dot{m}_w}{A_w} F_w \left[ \frac{x_g^2}{\rho_g \varepsilon_g} + \frac{(1-x_g)^2}{\rho_l (1-\varepsilon_g)} \right]_w (\dot{m}_w^{ods} - \dot{m}_w) \right] +$$

$$\left[ \frac{\dot{m}_e (1-F_e)}{A_e} \left[ \frac{x_g^2}{\rho_g \varepsilon_g} + \frac{(1-x_g)^2}{\rho_l (1-\varepsilon_g)} \right]_e (\dot{m}_e^{ods} - \dot{m}_E) - \frac{\dot{m}_w (1-F_w)}{A_w} \left[ \frac{x_g^2}{\rho_g \varepsilon_g} + \frac{(1-x_g)^2}{\rho_l (1-\varepsilon_g)} \right]_w (\dot{m}_w^{ods} - \dot{m}) \right]$$

De nuevo, el término  $S_G$  se utiliza para introducir esquemas de segundo orden o de orden superior.

De la ecuación de continuidad obtenemos la ecuación de corrección de presiones  $p'$  ya referenciada, ecuación 2.5.2.1.8, los coeficientes de dicha ecuación son:

$$a_E = \frac{d_e}{\Delta z_e} \quad a_W = \frac{d_w}{\Delta z_w} \quad a_P = a_E + a_W$$

$$b = \dot{m}_w^* - \dot{m}_e^* - \left[ \frac{[\varepsilon_g \rho_g + (1-\varepsilon_g) \rho_l] - [\varepsilon_g^o \rho_g^o + (1-\varepsilon_g^o) \rho_l^o]}{\Delta t} \right] A \Delta z$$

A partir de las tres ecuaciones discretizadas desarrolladas anteriormente, se resuelve el SIMPLEC de la forma que se detalla en el apartado 2.5.2.4. Una vez obtenidas las entalpías para cada volumen de control, se procede de igual manera que para el caso del método tramo a tramo (step by step) para calcular la temperatura, fracción másica de vapor y las propiedades termofísicas en los nodos de los volúmenes de control ( $T = f(p, h)$ ,  $x_g = f(p, h)$ ,  $\rho = f(p, h)$ , ...).

### 2.5.2.2. Condiciones de contorno

Las condiciones mencionadas para el caso del método tramo a tramo (step by step) se dan de la misma manera, pero este método permite la resolución directa de todas las condiciones mencionadas  $[(\dot{m}_{in}, p_{out})$  o  $(p_{in}, p_{out})$  o  $(p_{in}, \dot{m}_{out})$  o  $(\dot{m}_{in}, p_{in})$ ]. El método es más general por cuanto permite tratar casos de reflujo.

Sin embargo, en este caso, existen dos incógnitas en el contorno: la velocidad y la presión (ya que la presión es conocida fuera del dominio pero no en el contorno). Como consecuencia de esto, se requieren dos ecuaciones en el contorno para obtener la presión y la velocidad. Las ecuaciones (2.5.2.2.1) y (2.5.2.2.2) nos dan una relación entre la presión y la velocidad. La segunda ecuación se obtiene definiendo un flujo másico en el contorno en términos de los valores en las celdas más cercanas.

Una primera ecuación se obtiene a partir de un balance de cantidad de movimiento desde la presión plena

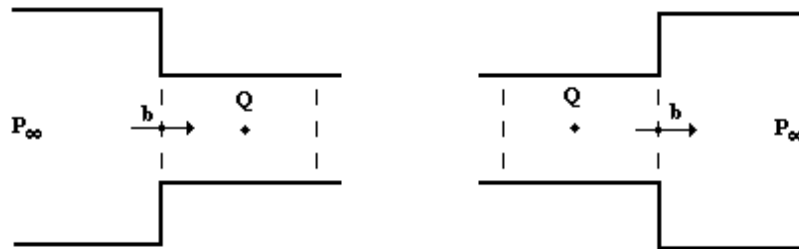


(plenum pressure) a la sección de contorno. Por ejemplo, en el caso de flujo que entra al dominio, la presión y la velocidad se pueden relacionarse a través de la siguiente expresión:

$$p_{\infty} - p_b = k_b \frac{\dot{m}_b^2}{2\rho_b A_b^2} \quad (2.5.2.2.1)$$

donde  $k_b$  representa el coeficiente de la singularidad, y el subíndice “b” se refiere a la variable en el contorno y “ $\infty$ ” fuera del dominio (como se representa en la *Figura 2.5.2.2.1*). Una expresión similar se puede utilizar en el caso de que el flujo salga del dominio (para los casos de gran descarga plena),

$$p_{\infty} \approx p_b \quad (2.5.2.2.2)$$



**Figura 2.5.2.2.1. Condiciones de contorno para la  $p'$ .**

En el caso que el flujo salga del dominio y aplicando la condición de la ecuación (2.5.2.2.2), la condición para la  $p'$  en el contorno se reduce a  $\partial p' / \partial z = 0$ , lo cual indica que la  $p'$  del contorno tendrá el mismo valor que la del primer volumen de control. Mientras que para el caso en que el flujo entra al dominio la condición de contorno se desarrolla de la siguiente manera.

Las ecuaciones de corrección del flujo másico para los contornos son:

$$\dot{m}'_b = \frac{d_b}{\Delta z} (p'_b - p'_Q) \quad \text{contorno oeste}$$

$$\dot{m}'_b = -\frac{d_b}{\Delta z} (p'_b - p'_Q) \quad \text{contorno este}$$

$d_b$  se calcula por extrapolación lineal, a partir de los valores obtenidos por los dos nodos más cercanos.

de las dos ecuaciones anteriores nos queda que:

$$\dot{m}'_b = \pm \frac{d_b}{\Delta z} (p'_b - p'_Q) \quad (2.5.2.2.3)$$

siendo positivo para la cara oeste y negativo para la este.

Derivando la ecuación (2.5.2.2.1) con respecto a la presión en b, nos queda:

$$-1 = \frac{k_b \dot{m}_b}{\rho_b A_b^2} \frac{d\dot{m}_b}{dp_b} \quad (2.5.2.2.4)$$

De esta ecuación, ordenándola obtenemos:

$$\frac{d\dot{m}_b}{dp_b} = -\frac{\rho_b A_b^2}{k_b \dot{m}_b} \quad \text{ó} \quad \dot{m}_b' = -\frac{\rho_b A_b^2}{k_b \dot{m}_b} p_b' \quad (2.5.2.2.5)$$

Sustituyendo (2.5.2.2.3) en (2.5.2.2.5),

$$\pm \frac{d_b}{\Delta z} (p_b' - p_Q') = -\frac{\rho_b A_b^2}{k_b \dot{m}_b} p_b' \quad (2.5.2.2.6)$$

Reordenando la ecuación anterior nos queda finalmente la expresión para el cálculo de la p' en el contorno cuando el flujo entra al dominio,

$$p_b' = \frac{\frac{d_b}{\Delta z} \frac{k_b \dot{m}_b}{\rho_b A_b^2}}{\pm 1 + \frac{d_b}{\Delta z} \frac{k_b \dot{m}_b}{\rho_b A_b^2}} p_Q' \quad (2.5.2.2.7)$$

donde el signo es positivo en el contorno oeste y negativo para el contorno este.

Para más detalles sobre esta formulación para el cálculo de la p' en el contorno ver [Mathur, 1997].

### 2.5.2.3. Transición entre regiones

En el método de corrección de presiones del tipo SIMPLE, tres opciones para el criterio de transición han sido utilizadas:

- *Criterio de transición 1:* es el mismo utilizado para el caso del método tramo a tramo (step by step) y que es que el punto de transición se asocia a la sección de salida del volumen de control (la asignación a la sección de entrada o a la sección central daría lugar a criterios de transición equivalentes).
- *Criterio de transición 2:* el coeficiente convectivo de transferencia de calor es calculado en las caras del volumen de control; se asume una variación lineal de este coeficiente a lo largo del volumen de control.
- *Criterio de transición 3:* el coeficiente convectivo de transferencia de calor es calculado en las caras del volumen de control; la posición de la interfase donde existen cambios bruscos en las propiedades del flujo (líquido-vapor, dry-out, ...) es estimado a partir de la entalpía en las caras del volumen de control; el

volumen de control se divide en dos partes; el calor total de transferencia de calor en el volumen de control es obtenido sumando la transferencia de calor en cada parte; el coeficiente de transferencia de calor en cada parte se asume constante e igual al valor de la cara mas cercana.

Para este método, el *criterio de transición 1* es el único que se puede considerar como esto. Los otros representan dos maneras de evaluar la transferencia de calor en el volumen de control donde ocurre una transición entre regiones. Si no se indica lo contrario, el *criterio de transición 3* será utilizado en el presente trabajo.

#### **2.5.2.4. Algoritmo de resolución**

Para la resolución del método de corrección de presiones del tipo SIMPLE se presenta el *esquema 2.5.2.4.1*, y a continuación se presenta la secuencia de operaciones que se deben realizar:

- 1) Suponer todas las variables dependientes y propiedades físicas ( $p^*$ ,  $T^*$ ,  $\rho^*$ , etc.) en el dominio.
- 2) Resolver las ecuaciones discretizadas de cantidad de movimiento, para obtener el flujo másico  $\dot{m}^*$ .
- 3) Resolver las ecuaciones discretizada de corrección de presiones  $p'$ .
- 4) Actualizar los valores para la presión y el flujo másico ( $p = p^* + \alpha_p p'$ ;  $\dot{m} = \dot{m}^* + \dot{m}'$ ).
- 5) Resolver las ecuaciones discretizadas de la energía, para obtener la entalpía  $h$ .
- 6) Evaluar la fracción másica de vapor y las propiedades termofísicas  $\phi = \phi(p, h)$ ;  $\phi = x_g, \rho, \lambda, \dots$ .
- 7) Asignar el valor de la presión corregida (y las otras variables dependientes) como los nuevos valores a utilizar y volver al punto 2. Repetir el proceso hasta que se alcance la convergencia.

El conjunto de ecuaciones discretizadas de cantidad de movimiento, energía y de corrección de presiones es resuelto de manera directa por medio de un algoritmo TDMA [Patankar, 1980].

#### **2.5.2.5. Criterios de convergencia**

Se utiliza en mismo criterio de convergencia mencionado en el caso del método tramo a tramo (step by step), es decir, la convergencia se considera alcanzada cuando la condición (2.5.1.5.1) se cumple en todo el dominio.

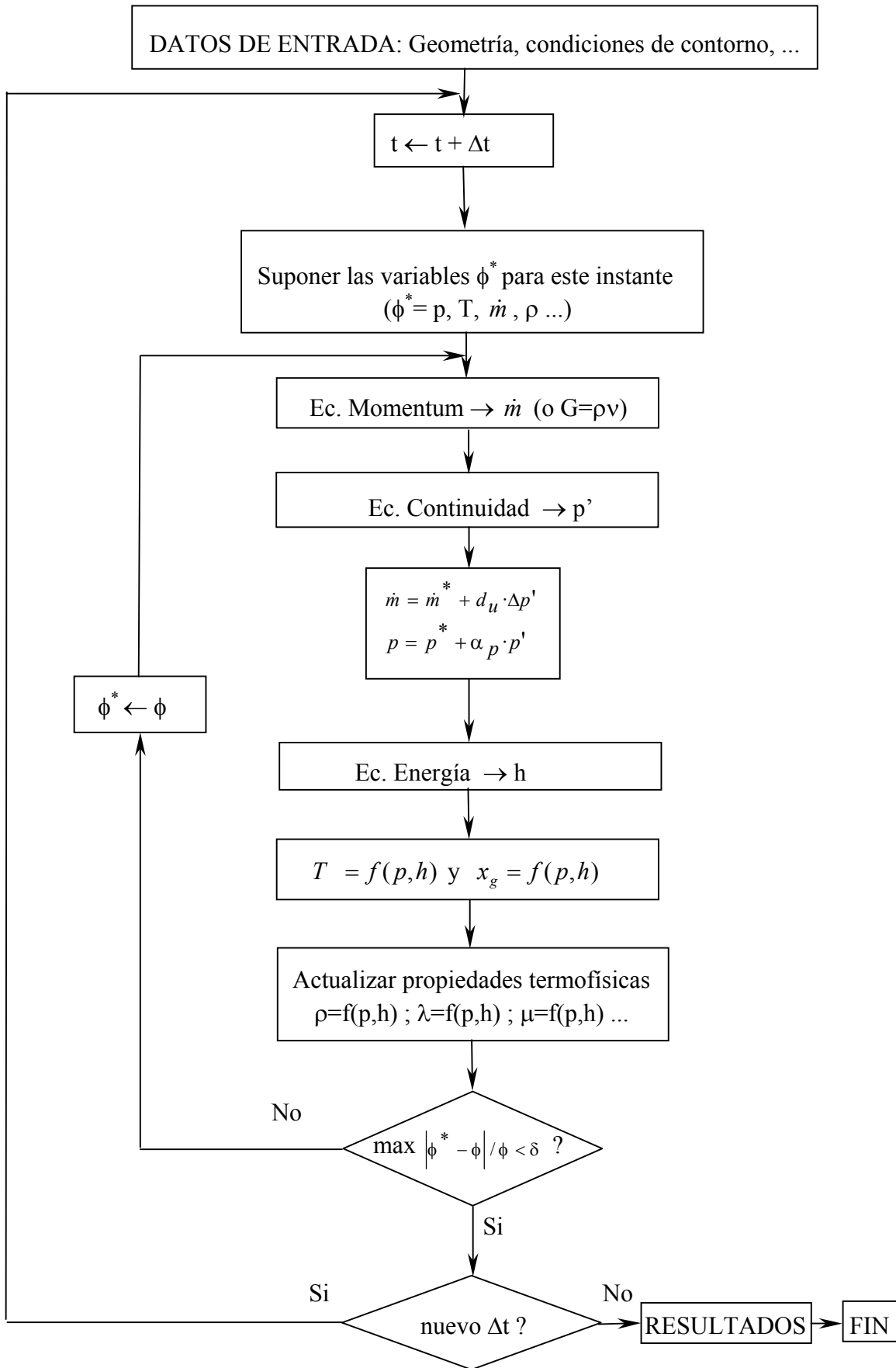


Figura 2.5.2.4.1 Esquema de resolución del método de corrección de presiones del tipo SIMPLE.

### **2.5.3. Análisis de geometrías complejas**

En los refrigeradores domésticos y en los congeladores, los evaporadores son sellados formando complicados pasajes integrados. De la misma manera, en intercambiadores de calor de aletas y tubos el flujo es normalmente dividido en diferentes ramas que siguen circuitos que pueden ser bastante diferentes entre sí, tanto en su recorrido como geometría. Cuando el flujo es dividido en varias ramas, el flujo másico de cada una es fuertemente dependiente de la caída de presión, que es consecuencia del comportamiento térmico y fluido-dinámico global de todo el equipo. Métodos generales y flexibles son requeridos para el diseño y optimización de este tipo de unidades, para poder tomar en cuenta aspectos como: geometrías características, uso de refrigerantes no contaminantes, etc. El algoritmo desarrollado permite de igual forma realizar el análisis de evaporadores o condensadores, en los cuales su sistema de tuberías o conductos incluyen caminos paralelos ó ramificaciones. La resolución de este tipo de sistemas da un gran abanico de posibilidades para su implementación en equipos de transferencia de calor utilizados en la industria.

#### ***2.5.3.1. Discretización de las ecuaciones gobernantes***

Las ecuaciones gobernantes de continuidad, cantidad de movimiento y energía son discretizadas para cada volumen de control con una sola entrada y una sola salida de la misma manera que se detalló anteriormente (ver *discretización de las ecuaciones gobernantes* tanto para el método de tramo a tramo (step by step) como el método SIMPLE), según se utilice uno u otro método para la resolución de este tipo de configuraciones.

Únicamente se debe realizar una discretización especial para el caso en que los volúmenes de control contenga  $n$  entradas y  $n$  salidas, quedando para el caso de la resolución por medio del método tramo a tramo (step by step) una formulación prácticamente igual a la mostrada anteriormente (ver *sección 2.5.1.1.*), solamente que los términos convectivos en la sección de entrada y salida del volumen de control son una suma del valor de este término para el números de entradas y de salidas que se tengan.

De la misma manera se realiza una discretización especial para el algoritmo de corrección de presión en los volúmenes de control con varias entradas o salidas, poniendo en el término fuente  $b$ , los términos convectivos de las diferentes entradas ó salidas distintas al camino principal que se puedan presentar.

#### ***2.5.3.2. Condiciones de contorno***

Las condiciones de contorno para el sistema son las mismas que se presentaron anteriormente en el caso del método tramo a tramo (step by step) ó en el método de corrección de presión del tipo SIMPLE, según se decida que método se utilizará.

### 2.5.3.3. Transición entre regiones

Los criterios de transición entre regiones son los mismos que se presentaron anteriormente en el caso del método tramo a tramo (step by step) ó en el método de corrección de presión del tipo SIMPLE, según se escoja que método se utilizará.

### 2.5.3.4. Algoritmo de resolución

Las ramificaciones como se muestra en la *Figura 2.5.3.4.1*, no es más que un conjunto de ramas o elementos unidos por un mismo depósito o volumen de control tanto a la entrada como a la salida. En el dibujo se exagera el tamaño de estos depósitos con el fin de que la figura se represente de mejor manera.

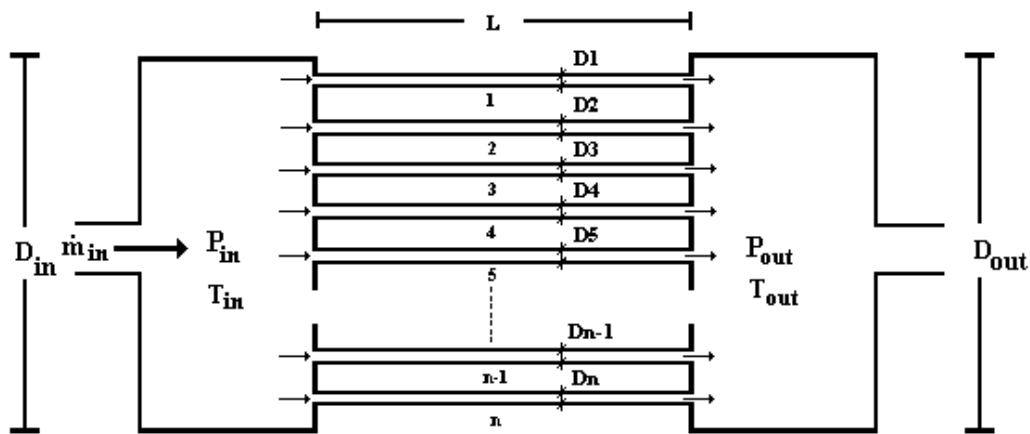


Figura 2.5.3.4.1. Ramificaciones.

#### Resolución por el método tramo a tramo

Si consideramos que tanto la presión a la entrada como la presión a la salida para todas las ramas es la misma, el sistema lo podemos dividir en  $n$  ramas como la que se ejemplifica en la *Figura 2.5.3.4.2*, que cuentan con una contracción brusca a la entrada y una expansión brusca a la salida. Las ecuaciones para la evaluación de la caída de presión que sustituirán a la ecuación de cantidad de movimiento en una contracción y expansión brusca, a aplicarse tanto al volumen de control de la entrada como al de la salida de la rama, aparecen mencionadas en la *sección 2.3* y detalladas en el ANEXO.

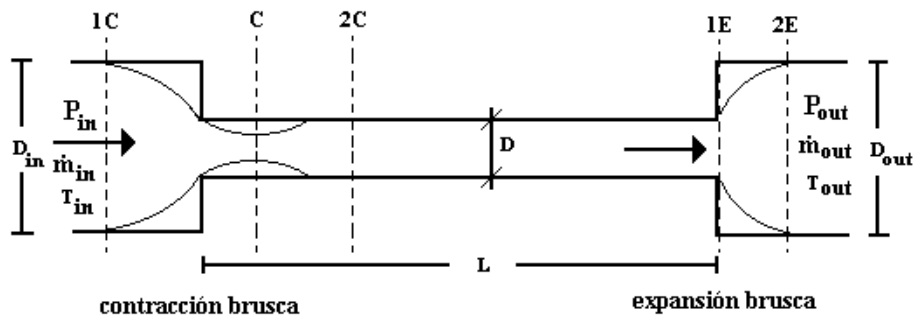


Figura 2.5.3.4.2. Rama individual.

Para la resolución de estos sistemas por medio del método tramo a tramo (step by step), se han desarrollado dos métodos diferentes:

- El cálculo de un evaporador o condensador cuyos datos de entrada son  $p_{in}$  y  $p_{out}$  se detalló anteriormente (ver sección 2.5.1.2 condiciones de contorno). Una vez que se tienen  $n$  ramas de este tipo en el sistema, dado una  $p_{in}$  y una  $p_{out}$  obtendremos un flujo másico para cada una de las ramas que dependerá de su geometría, y del comportamiento fluido-dinámico y térmico global. Haciendo uso de un método iterativo como el Newton-Raphson, se propone en cada nueva iteración una nueva  $p_{out}$  a partir de los datos obtenidos del flujo másico en las ramas de las iteraciones previas y el valor de  $p_{out}$  se continua actualizando ó renovando hasta que se alcanzan los criterios de convergencia fijados.
- En el segundo caso lo que se da para cada rama son las condiciones de resolución directa para el método tramo a tramo ( $\dot{m}_{in}, p_{in}$ ). La presión a la entrada,  $p_{in}$ , es la misma y conocida para cada una de las ramas, por lo que en cada iteración lo que se variará son los flujos másicos a la entrada de cada rama ( $\dot{m}_{in}$ ) en función de la resistencia que ofrece cada una de las ramas al paso del fluido, continuándose de esta manera hasta alcanzar los criterios de convergencia.

#### Resolución por el método de corrección de presiones

Cuando un sistema incluye ramificaciones y se utiliza para su resolución un método de corrección de presiones del tipo SIMPLE, la resolución una vez discretizadas las ecuaciones gobernantes y aplicadas en cada volumen de control de manera correcta, se resuelve mediante un algoritmo TDMA [Patankar, 1980] aplicado a lo largo de cada rama. El algoritmo de resolución se considera convergido cuando se cumplen los criterios de convergencia que se hayan asignado.

### 2.5.3.5. Criterios de convergencia

Los criterios de convergencia para cada uno de los volúmenes de control, de manera individual son los mismos que se mencionaron anteriormente (ver *sección 2.5.1.5 criterios de convergencia*). Estos son los únicos criterios de convergencia que se deben seguir si la resolución de este tipo de sistemas (ramificaciones) se realiza por medio de un método de corrección de presiones. Si se realiza por medio de un método tramo a tramo, se deben alcanzar además del criterio de convergencia para cada volumen de control, los criterios siguientes para los volúmenes de control que tienen  $n$  entradas y  $n$  salidas, que se resume en que se cumpla con la ecuación de continuidad en cada caso,

$$\sum_{i=1}^n \dot{m}_{out} - \sum_{i=1}^n \dot{m}_{in} + \frac{A\Delta z}{\Delta t} (\bar{\rho} - \bar{\rho}^o) < \delta$$

Además para el caso en que la resolución por el método de tramo a tramo sea dando en cada iteración para todas las ramas la condición  $(p_{in}, p_{out})$ , un criterio de convergencia adicional será que para cada rama se cumpla con lo siguiente  $|p_{out} - p_{out}^*| / p_{out} < \delta$  para que el algoritmo Newton-Raphson aplicado en cada rama se considere convergido. Donde la  $p_{out}$  es la condición de presión de salida que se ha impuesto a todas las rama y  $p_{out}^*$  es el valor obtenido de la presión de salida para la rama en la iteración actual;  $\delta$  es la precisión deseada.



#### 2.5.4. Validación del código

La eficacia de los modelos de predicción del comportamiento térmico y fluido-dinámico de sistemas térmicos, a la hora de ser empleados como herramientas de análisis, diseño y optimización, se ve condicionada por el grado de confianza que se les pueda depositar y por su generalidad y flexibilidad.

Generalmente, cualquier modelo numérico de simulación lleva implícito un cierto grado de incertidumbre, producto por un lado, de la adopción de criterios numéricos para evaluar algunos términos de las ecuaciones gobernantes (utilización de volúmenes de control finitos en lugar de infinitesimales, sustitución de derivadas por cocientes de incrementos, utilización de esquemas numéricos como el upwind o el central difference para evaluar los términos convectivos y difusivos, etc.) y, por otro lado, de las hipótesis simplificadoras que se puedan adoptar (flujo unidimensional o bidimensional, no influencia de la radiación, etc.) En el modelo presentado, el asumir un flujo unidimensional introduce, probablemente, la mayor incertidumbre, dado que esta hipótesis simplificativa requiere de la incorporación de un cierto grado de empirismo para describir la interacción entre el flujo del fluido y el contorno sólido (transferencia de calor por convección, fricción y pérdida de carga en singularidades) y la estructura de flujo bifásico (fracción volumétrica de vapor). En todo caso el grado de confianza que se pueda depositar en los modelos de simulación depende de una adecuada validación tanto experimental como numérica de los mismos.

En la medida que el modelo numérico no haga servir información empírica, o que ésta sea básica, como en este caso, donde se utilizan coeficientes superficiales de transferencia de calor por convección, factores de fricción y fracciones volumétricas de vapor para el flujo en el interior de canalizaciones, así como la pérdida de carga en singularidades, y rehusando de la utilización de coeficientes de ajuste obtenidos a partir de los mismos resultados experimentales, la validación experimental realizada para un caso arbitrario permite la aplicación de la simulación a otras situaciones con un grado de confianza equiparable, otorgando a los modelos de simulación la deseada generalidad. Por otro lado, la flexibilidad esta condicionada precisamente por la facilidad en la aplicación de la simulación de otras situaciones, caracterizadas por sus configuraciones geométricas, materiales empleados, condiciones de trabajo, etc.

La validación del código en una primera etapa se realizó haciendo comprobaciones numéricas de análisis globales de continuidad, cantidad de movimiento y transferencia de calor (por ejemplo, para el caso de estado permanente, el flujo másico a la entrada tiene que ser el mismo que a la salida, etc.). En una segunda etapa se realizó la comparación de los resultados numéricos con una gran variedad de resultados experimentales tanto presentes en la literatura científica como realizados ex profeso para este fin para diferentes equipos o sistemas (principalmente con la condición de que en estos equipos o sistemas se presente un flujo en cambio de fase), como los que se describirán en los capítulos siguientes: en el capítulo 3 se da un conjunto de comparaciones numéricas vs experimentales para diferentes tipos de tubos capilares y condiciones de contorno; en el capítulo 4 se presenta comparación con resultados experimentales realizados ex profeso para este fin para condensadores y evaporadores del tipo tubular concéntrico; y el capítulo 5 se compara con resultados experimentales para el caso de evaporadores y condensadores del tipo compacto (aleta y tubos).

Una de las comparaciones entre resultados experimentales y numéricos para un flujo horizontal en evaporación en estado permanente se presenta a continuación.

### ***Comparación con resultados experimentales de Jung y Didion [Jung, 1989b]***

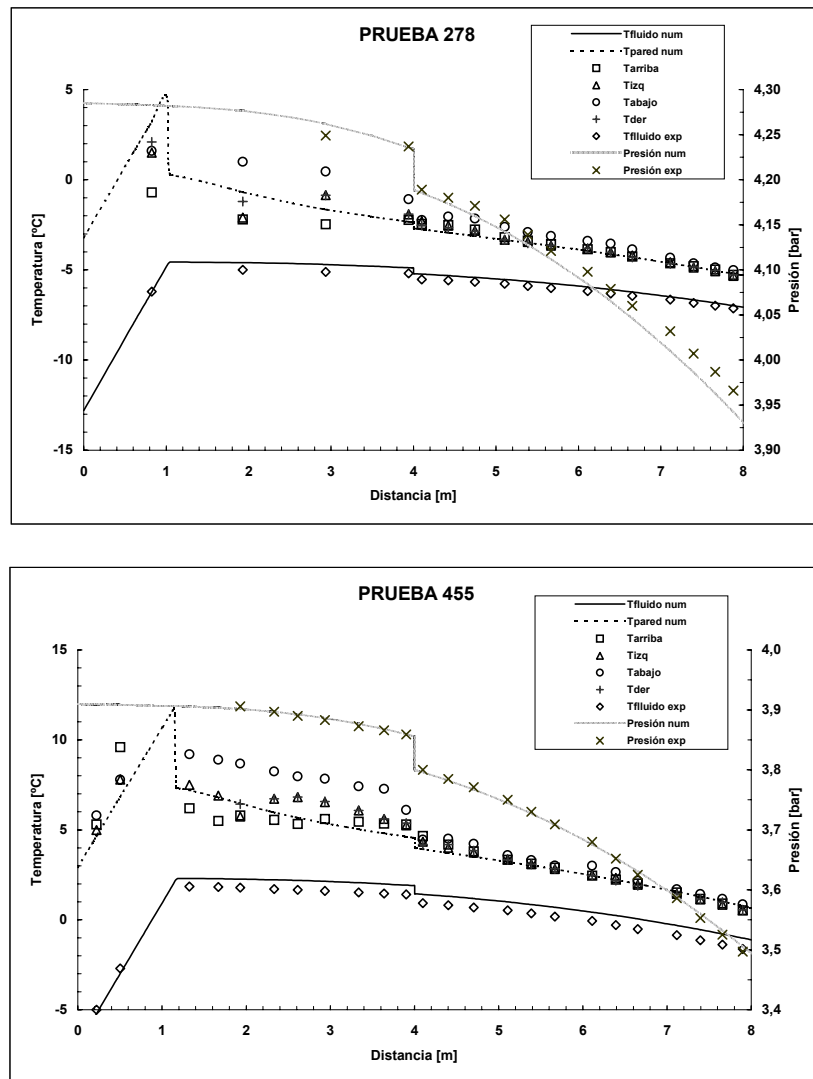
La *Figura 2.5.4.1* muestra gráficamente los resultados experimentales de Jung y Didion [Jung, 1989b] para un flujo horizontal de evaporación en estado permanente. Los fluidos utilizados son R22 y una mezcla de R12/R152a (60%/40% fracción molar). La sección de prueba fue hecha de dos tubos horizontales de acero inoxidable idénticos de 9.1 mm de diámetro y 4 m de longitud conectados por un codo adiabático de 180° (la rugosidad del tubo no se especifica en el reporte, para la simulación numérica se toma un valor de  $\xi/D=1.6484 \times 10^{-4}$ ). Debido a la manera como está realizado el experimento (dos tubos idénticos unidos por un codo), se realizaron dos simulaciones numéricas para cada ensayo. La primera incluye el primer tubo desde los 0 a los 4 m; y la siguiente, de los 4 a los 8 m, abarca el segundo tubo. Las condiciones de entrada en la segunda sección han sido tomadas de los resultados experimentales mostrados en tablas en el reporte de Jung y Didion. Para la obtención de los resultados experimentales, Jung y Didion fijan un flujo constante de calor en el tubo y miden 4 temperaturas de pared en el exterior del tubo (arriba, abajo, izquierda y derecha) en cada estación de medición. La temperatura interior del tubo es determinada vía una ecuación unidimensional de conducción de calor, asumiendo generación de calor uniforme dentro de la pared del tubo y condiciones adiabáticas en el exterior del mismo. La presión del fluido interior fue medida también en diferentes secciones, con lo cual la temperatura del fluido para refrigerantes puros es tomada como la temperatura de saturación a la presión de cada estación de lectura de presión, mientras que para las mezclas, la temperatura del fluido fue determinada como función de la calidad y la presión (esta temperatura es evaluada a partir de una entalpía específica obtenida por un balance de energía).

Las simulaciones numéricas fueron realizadas dando como condición de contorno el mismo flujo de calor que los casos experimentales en la pared del tubo. La evaluación del coeficiente superficial de transferencia de calor se ha realizado mediante la correlación de Kattan et al. [Kattan, 1998]. Para estos casos la correlación de el mismo autor Jung y Radermacher [Jung, 1989a] fue utilizada para calcular la caída de presión en la zona de cambio de fase. Los ensayos comparados son los referenciados con los números 278 y 455 en el reporte de Jung y Didion [Jung, 1989b].

El refrigerante utilizado para la prueba 278 es el R22, mientras que para la prueba 455 es una mezcla ternaria de 60%R12/40%R152a en fracción molar. Las condiciones de contorno para cada caso son:

- Prueba 278(tramo 1):  $p_{in}=4.285$  bar,  $T_{in}=-12.8^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{m}_{in}=32.38\text{g/s}$ ,  $\dot{q}_w = 10060$  W/m<sup>2</sup>.  
Prueba 278(tramo 2):  $p_{in}=4.189$  bar,  $x_{gin}=0.131$ ,  $\dot{m}_{in}=32.38\text{g/s}$ ,  $\dot{q}_w = 10060$  W/m<sup>2</sup>.
- Prueba 455(tramo 1):  $p_{in}=3.91$  bar,  $T_{in}=-7.0^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{m}_{in}=33.05\text{g/s}$ ,  $\dot{q}_w = 10100$  W/m<sup>2</sup>.  
Prueba 455(tramo 2):  $p_{in}=3.80$  bar,  $x_{gin}=0.149$ ,  $\dot{m}_{in}=33.05\text{g/s}$ ,  $\dot{q}_w = 10100$  W/m<sup>2</sup>.

En la *Figura 2.5.4.1*, se presenta la comparación entre la simulación numérica y los resultados experimentales de temperatura y presión del fluido y temperatura de pared. Para ambos casos la coincidencia entre los resultados experimentales y numéricos es bastante precisa tanto en el caso del fluido puro como en el de la mezcla.



**Figura 2.5.4.1. Resultados numéricos y experimentales de la distribución de temperatura y presión para el fluido y temperatura de pared. (caso de Jung y Didion [Jung, 1989b]).**

## 2.6. Estudios numéricos

En esta sección, se realizan estudios numéricos de la simulación desarrollada para fenómenos de flujo bifásico en el interior de conductos con el objeto de evaluar su peso en el resultado final de la simulación. Algunos de estos estudios se refieren al criterio de transición, densidad de malla, grado de convergencia requerido, utilización del método de corrección de presiones o del método tramo a tramo.

### 2.6.1. Criterio de transición e intensificación de malla

*Condensación en el interior de una tubería isoterma.* El objetivo es comparar el criterio de transición 1 y 2 en el método tramo a tramo (step by step), para la transición entre las zonas de una sola fase y las de flujo bifásico (ver sección 2.5.3.1 *Transición entre regiones*). Los resultados se presentan en la *Tabla 2.6.1.1* para el estado permanente, donde se presentan los puntos  $z_{bc}$  y  $z_{ec}$  que indican el punto donde la condensación se inicia y termina respectivamente, junto con la temperatura a la salida  $T_{out}$ . La diferencia relativa con respecto a la solución numérica independiente de la malla, se da también en la tabla. La solución de referencia es obtenida utilizando el criterio de transición 2 con una malla de discretización muy densa,  $n=2000$ , y un criterio de convergencia muy estricto,  $\delta=10^{-7}$ . El caso analizado corresponde a:

- Geometría:  $L=3m$ ,  $D=10mm$ ,  $\theta=0^\circ$ ,  $\xi/D=1.5 \times 10^{-4}$
- Fluido: R134a
- Condiciones de contorno: Pared del tubo:  $T_w=27^\circ C$ .  
 Fluido( $z=0$ ):  $T_{in}=38^\circ C$ ,  $p_{in}=9$  bar  
 $\dot{m}_{in}=22.32$  kg/h (entra como vapor recalentado)

**Tabla 2.6.1.1- Resultados numéricos obtenidos por el método tramo a tramo, utilizando el criterio de transición 1 y 2. Las diferencias con respecto a la solución de referencia se dan entre paréntesis.**

n	Criterio de Transición 1			Criterio de Transición 2		
	$z_{bc}$ (m)	$z_{ec}$ (m)	$T_{out}$ (°C)	$z_{bc}$ (m)	$z_{ec}$ (m)	$T_{out}$ (°C)
<b>10</b>	0.300 (20.5%)	3.000 (8.4%)	35.52 (3.7%)	0.248 (0.4%)	2.728 (1.4%)	34.05 (0.6%)
<b>20</b>	0.300 (20.5%)	2.850 (3.0%)	34.68 (1.2%)	0.249 (0.0%)	2.756 (0.4%)	34.19 (0.2%)
<b>50</b>	0.300 (20.5%)	2.820 (1.9%)	34.52 (0.8%)	0.249 (0.0%)	2.765 (0.1%)	34.24 (0.1%)
<b>100</b>	0.270 (8.4%)	2.790 (0.8%)	34.37 (0.3%)	0.249 (0.0%)	2.768 (0.0%)	34.25 (0.0%)
<b>200</b>	0.255 (2.4%)	2.775 (0.2%)	34.29 (0.1%)	0.249 (0.0%)	2.768 (0.0%)	34.26 (0.0%)
<b>500</b>	0.252 (1.2%)	2.772 (0.1%)	34.27 (0.0%)	0.249 (0.0%)	2.768 (0.0%)	34.26 (0.0%)
<b>1000</b>	0.252 (1.2%)	2.772 (0.1%)	34.27 (0.0%)	0.249 (0.0%)	2.768 (0.0%)	34.26 (0.0%)
<b>2000</b>	0.250 (0.4%)	2.770 (0.1%)	34.27 (0.0%)	0.249	2.768	34.26

La *Tabla 2.6.1.1* muestra que los dos criterios ofrecen una solución asintótica cuando el número de volúmenes de control se incrementa suficientemente. Sin embargo, el criterio de transición 2 muestra una eficiencia mucho mayor que el criterio de transición 1. Para alcanzar la misma precisión para este caso, el criterio de transición 1 requiere de 2000 volúmenes de control, mientras son necesarios solamente 50 para el criterio de transición 2. Una solución numérica independiente de la malla en este caso, se obtiene con tan solo 100 volúmenes de control con el criterio de transición 2. La importancia de este estudio se basa en que permite observar que con menos volúmenes de control, y consecuentemente con menor tiempo de CPU, el criterio de transición 2 ofrece

resultados bastante precisos. Esto es de gran importancia para la aplicación de este criterio de transición en circuitos de refrigeración más complejos, cuyo tiempo de cálculo representa una variable importante a controlar.

### 2.6.2. Incremento de tiempo, precisión e intensificación de malla

Este caso representa la condensación en una tubería con temperatura de pared constante en régimen transitorio, utilizando como método de resolución el de tramo a tramo (step by step). El objetivo de este punto es analizar la influencia de los parámetros numéricos utilizados en la modelización. Las *Tablas 2.6.2.1 y 2.6.2.2* muestran los resultados obtenidos, en términos de la temperatura de salida  $T_{out}$ , para diferentes valores del número de volúmenes de control  $n$ , incrementos de tiempo  $\Delta t$  y precisión requerida para finalizar las iteraciones  $\delta$ . La situación analizada parte del permanente obtenido con las condiciones mencionadas en el apartado anterior, tomando los criterios de convergencia y número de volúmenes de control que indica cada caso. Los datos son los siguientes:

- Geometría:  $L=3m$ ,  $D=10mm$ ,  $\theta=0^\circ$ ,  $\xi/D=1.5 \times 10^{-4}$
- Fluido: R134a
- Condiciones de contorno: Pared del tubo:  $T_w=27^\circ C$ .  
 Fluido( $z=0$ ):  $T_{in}(t) = T_{t=\infty} + (T_{t=0} - T_{t=\infty}) \exp(-t/t_0)$   
 $p_{in}(t) = p_{t=\infty} + (p_{t=0} - p_{t=\infty}) \exp(-t/t_0)$   
 $\dot{m}_{in} = 22.32 \text{ kg/h}$  (entra como vapor recalentado)  
 $T_{t=0} = 38^\circ C$ ,  $T_{t=\infty} = 50^\circ C$ ,  $p_{t=0} = 9 \text{ bar}$ ,  $p_{t=\infty} = 10 \text{ bar}$ ,  $t_0 = 200 \text{ s}$ .

**Tabla 2.6.2.1- Temperatura de salida  $T_{out}$  [ $^\circ C$ ] obtenida para diferente número de volúmenes de control  $n$ , y diferentes instantes de tiempo.  $\Delta t=10 \text{ s}$ . Tiempo de cálculo adimensionalizado para cada caso.**

n	$\delta=1 \times 10^{-1}$						$\delta=1 \times 10^{-3}$					
	t=0 s	50	100	150	200	tcpu*	t=0 s	50	100	150	200	tcpu*
10	34.05	34.38	34.67	34.88	35.03	1	34.05	34.38	34.67	34.88	35.03	1.60
20	34.20	34.52	34.81	35.02	35.15	1.90	34.20	34.52	34.81	35.02	35.15	2.60
50	34.24	34.60	34.87	35.07	35.21	3.80	34.24	34.60	34.87	35.07	35.21	5.40
100	34.25	34.61	34.88	35.08	35.23	7.50	34.25	34.61	34.88	35.08	35.23	10.30
200	34.26	34.61	34.89	35.09	35.24	14.90	34.26	34.62	34.89	35.09	35.23	20.50
500	34.26	34.63	34.89	35.09	35.24	37.89	34.26	34.62	34.89	35.09	35.24	48.89
1000	34.26	34.65	34.90	35.09	35.24	75.69	34.26	34.62	34.89	35.09	35.24	96.98
2000	34.26	34.65	34.91	35.10	35.24	141.47	34.26	34.62	34.89	35.09	35.24	193.06

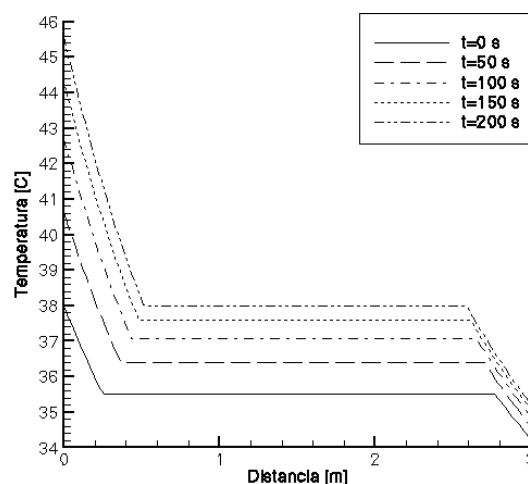
tcpu\* = (tiempo total de la simulación)/(tiempo total del caso  $n=10$  y  $\delta=1 \times 10^{-1}$ ).

**Tabla 2.6.2.2- Temperatura de salida  $T_{out}$  [°C] obtenida para diferentes incrementos de tiempo  $\Delta t$ , y diferentes instantes de tiempo.  $n=200$ .**

$\Delta t$ (s)	$\delta=1 \times 10^{-1}$					$\delta=1 \times 10^{-3}$				
	t=0 s	50	100	150	200	t=0 s	50	100	150	200
200	34.26				35.50	34.26				35.22
100	34.26		35.11		35.29	34.26		34.88		35.23
50	34.26	34.78	34.95	35.11	35.25	34.26	34.61	34.88	35.08	35.23
25	34.26	34.64	34.90	35.09	35.23	34.26	34.61	34.89	35.09	35.23
10	34.26	34.61	34.89	35.09	35.24	34.26	34.62	34.89	35.09	35.23
5	34.26	34.62	34.89	35.09	35.24	34.26	34.62	34.89	35.09	35.23
1	34.26	34.62	34.89	35.09	35.24	34.26	34.62	34.89	35.09	35.24
0.5	34.26	34.62	34.89	35.09	35.24	34.26	34.62	34.89	35.09	35.24
0.25	34.26	34.62	34.89	35.09	35.24	34.26	34.62	34.89	35.09	35.24

Las Tablas 2.6.2.1 y 2.6.2.2 muestran una buena precisión de los resultados incluso utilizando un número pequeño de volúmenes de control y un relativamente alto incremento de tiempo. En general se han conseguido soluciones independientes de la malla, con  $100 < n < 200$ ,  $\Delta t = 10$  s y  $\delta = 1 \times 10^{-3}$ , para el caso de resolución por el método tramo a tramo (step by step) utilizando el criterio de transición 2 (ver 2.5.3.1. *Transición entre regiones*). La Tabla 2.6.2.1 nos muestra adicionalmente el tiempo de cpu adimensionalizado con respecto al caso con  $n=10$  y  $\delta=1 \times 10^{-3}$ , lo que nos puede dar una idea del incremento en el tiempo de cálculo al incrementarse el número de volúmenes de control y reducirse el criterio de convergencia o precisión ( $\delta$ ).

La Figura 2.6.2.1 muestra la distribución de temperaturas a lo largo de la tubería, en los diferentes instantes de tiempo señalados en las tablas (0, 50, 100, 150 y 200 s). El caso que se presenta es el que corresponde a  $n=200$ ,  $\Delta t=10$  s y  $\delta=1 \times 10^{-3}$ .

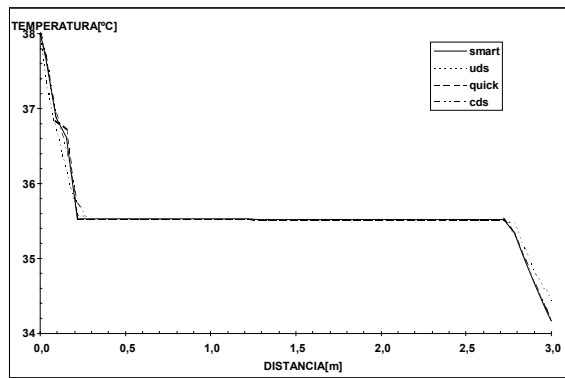


**Figura 2.6.2.1. Distribución de temperaturas a lo largo de la tubería en diferentes instantes de tiempo.**

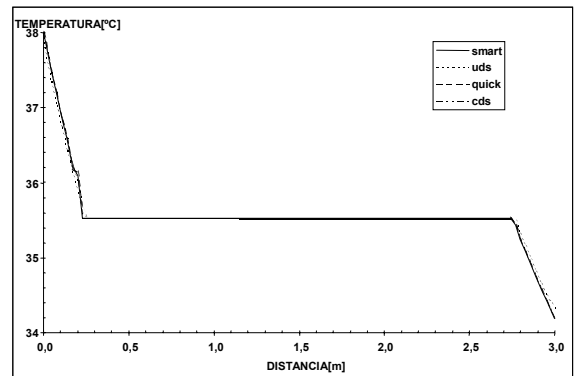
### 2.6.3. Esquemas de orden superior para el método de corrección de presiones del tipo SIMPLE

Una comparación de 4 diferentes esquemas numéricos: upwind (uds), central difference (cds), quick y smart utilizando diferente número de volúmenes de control (20, 50, 100 y 200) para el método de corrección de presiones (SIMPLEC) se muestra en la *Figura 2.6.3.1* para el caso de condensación en el interior de una tubería isoterma. Los resultados corresponden a la misma geometría y condiciones de contorno mencionadas en el caso de la comparación de *Criterio de transición e intensificación de malla* (2.6.1).

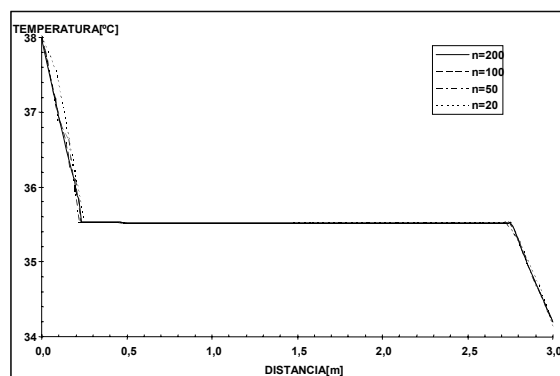
Las *Figuras 2.6.3.1a* y *2.6.3.1b* muestran la distribución de temperaturas utilizando 50 y 100 volúmenes de control; con 200 volúmenes de control ó más, la diferencia entre los diferentes esquemas utilizados no es relevante. Los mejores resultados se han obtenido utilizando los esquemas quick/smart. La *Figura 2.6.3.1c* muestra la influencia de diferentes volúmenes de control en la malla utilizando el esquema smart.



(a)



(b)

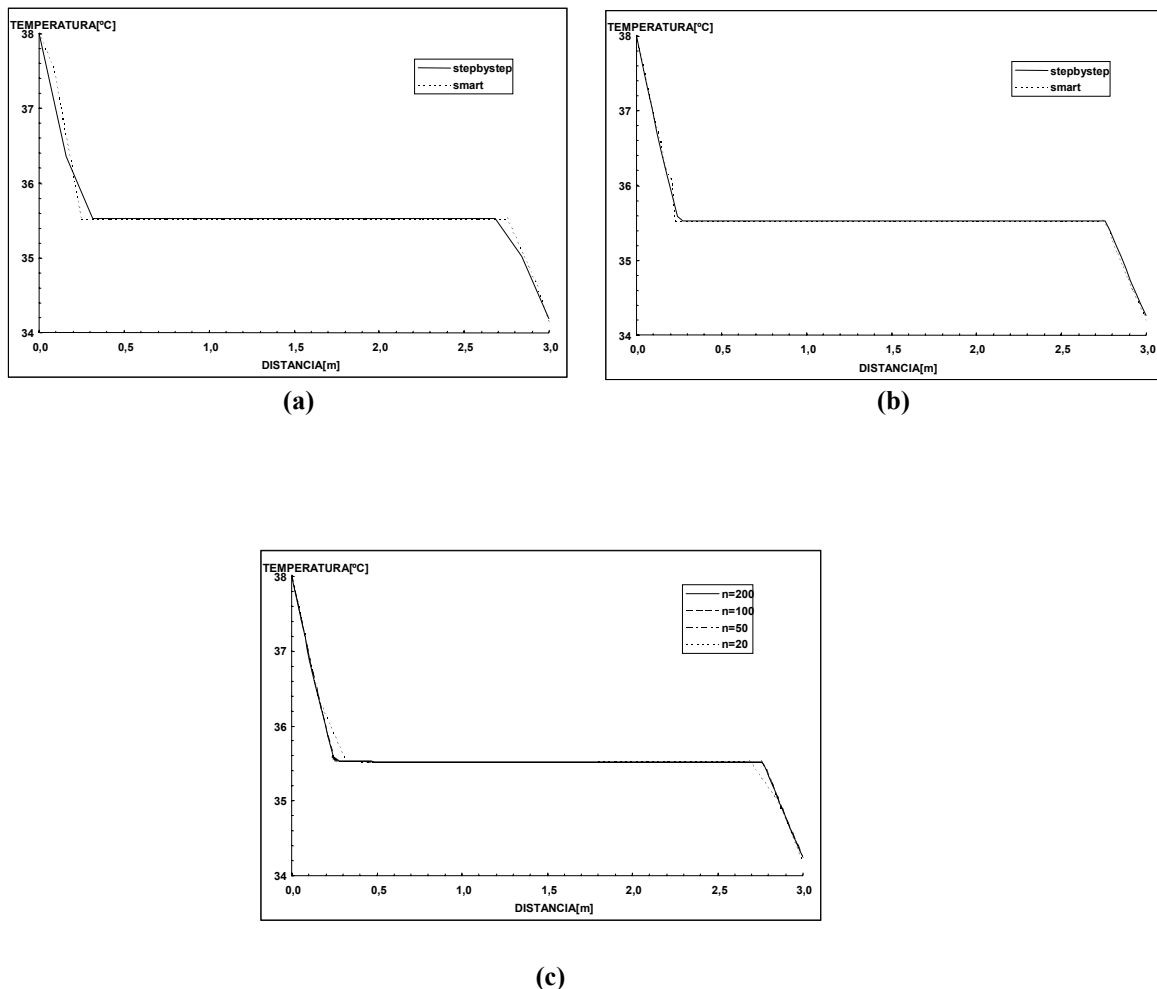


(c)

**Figuras 2.6.3.1 Distribución de temperaturas a lo largo del condensador con pared isoterma, utilizando diferentes esquemas para el método de corrección de presiones.**

### 2.6.4. Comparación entre el método de corrección de presiones del tipo SIMPLE y el método tramo a tramo (step by step).

La Figura 2.6.4.1 muestra una comparación entre los resultados obtenidos con los métodos de corrección de presiones (utilizando el esquema smart) y el método tramo a tramo (la Figura 2.6.4.1a es para una malla de 20 volúmenes de control, mientras que la Figura 2.6.4.1b es para 100). La Figura 2.6.4.1c muestra la distribución de temperaturas obtenida con el método tramo a tramo utilizando diferentes densidades de malla. Se han utilizado la misma geometría y condiciones de contorno que para el caso anterior. La diferencia entre ambos métodos es debida principalmente al criterio de transición empleado en cada caso y que se describe en la sección *transición entre regiones*. Con el criterio de transición 2 utilizado en el método tramo a tramo (step by step), se obtienen mejores resultados para una malla dada ó alternativamente se requiere un menos número de volúmenes de control para obtener una misma precisión en los resultados. Esto es en gran medida debido a las discontinuidades presentes en las correlaciones empíricas entre las diferentes regiones presentes en la fenomenología de flujo bifásico, que como se mencionó anteriormente pueden variar hasta en 1 ó 2 ordenes de magnitud.



Figuras 2.6.4.1 Distribución de temperaturas a lo largo del condensador con pared isoterma, utilizando el método de corrección de presiones y el de tramo a tramo.



## Conclusiones

*En este capítulo se presentó un método numérico general y flexible para la resolución de flujo bifásico (condensación y evaporación) en el interior de conductos para diferentes condiciones de contorno y fluidos refrigerantes (tanto refrigerantes puros como mezclas de ellos), para lo cual se ha utilizado dos algoritmos diferentes de resolución: el método tramo a tramo (Step by Step) y el método de corrección de presiones del tipo SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations). A pesar de que el método tramo a tramo es mucho más rápido desde un punto de vista computacional que el método de corrección de presiones, éste último se puede considerar más adecuado para el análisis de geometrías y fenomenologías complejas. Se han detallado los criterios y casos empleados en la validación del código, así como diferentes aspectos numéricos relacionados con el algoritmo global de resolución del fenómeno de flujo bifásico (método tramo a tramo y método de corrección de presiones del tipo SIMPLE) como son densidad de malla, esquemas numéricos para los términos convectivos (de primer orden o de orden superior) y los diferentes criterios de transición. Para los casos analizados en este capítulo, los esquemas de orden superior quick y smart dan una similar precisión y grado de convergencia que el esquema de primer orden (upwind) excepto cuando se presentan un número bastante reducido de volúmenes de control en la malla, en dichos casos los esquemas de orden superior son más precisos. Los resultados independientes de la malla se obtienen de una manera más fácil utilizando el criterio de transición 2 para el caso del método tramo a tramo y utilizando el criterio de transición 3 para el método de corrección de presiones del tipo SIMPLE. Los algoritmos aquí desarrollados son robustos y como se verá en capítulos posteriores su implementación en sistemas más complejos es relativamente sencillo.*

## Nomenclatura

$\bar{B}$	fuerzas másicas por unidad de masa (normalmente consideramos el campo gravitatorio $\bar{B} = \bar{g}$ ) [ $\text{m/s}^2$ ]
$\bar{F}_{\text{sup}}$	vector resultante de las fuerzas superficiales aplicadas sobre las superficies exteriores del VC [ $\text{N/m}$ ]
$f$	factor de fricción
$\dot{m}$	flujo másico o caudal [ $\text{kg/s}$ ]
$\dot{Q}$	calor [ $\text{W}$ ]
$\dot{q}$	flujo de calor por unidad de área [ $\text{W/m}^2$ ]
$\dot{s}_{\text{gen}}$	producción neta de entropía [ $\text{W/K}$ ]
$\bar{T}$	tensor de tensiones [ $\text{N/m}^2$ ]
$\dot{W}_S$	trabajo efectuado, por unidad de tiempo, sobre un eje [ $\text{W}$ ].
A	área transversal [ $\text{m}^2$ ]
D	diámetro [ $\text{m}$ ]
e	energía específica ( $h + v^2/2 + gz\sin\theta$ ) [ $\text{J/kg}$ ]
G	flujo másico por unidad de área ( $\rho v$ ) [ $\text{kg/m}^2\text{s}$ ]
g	aceleración de la gravedad [ $\text{m/s}^2$ ]
h	entalpía [ $\text{J/kg}$ ]
k	coeficiente de la singularidad
L	longitud [ $\text{m}$ ]
m	masa [ $\text{kg}$ ]
n	número de volúmenes de control
P	perímetro [ $\text{m}$ ]
p	presión [ $\text{Pa}$ ]
Re	número de Reynolds
s	entropía [ $\text{W/K}$ ]
T	temperatura [ $\text{K}$ ]
t	tiempo [ $\text{s}$ ]
u	energía interna específica [ $\text{J/kg}$ ]
V	volumen [ $\text{m}^3$ ]
VC	volumen de control
$x_g$	fracción másica de vapor o calidad
y	altura [ $\text{m}$ ]
z	coordenada axial

## Símbolos griegos

$\alpha$	coeficiente superficial de transferencia de calor por convección [ $\text{W/m}^2\text{K}$ ]
$\alpha_b$	factor de relajación
$\Delta t$	incremento de tiempo [ $\text{s}$ ]
$\Delta z$	tamaño de la discretización espacial ó del VC [ $\text{m}$ ]
$\delta$	precisión para la convergencia
$\varepsilon_g$	fracción volumétrica de vapor
$\Phi$	factor para la caída de presión en flujo bifásico
$\phi$	variable genérica ( $x_g, T, \rho, \dots$ )
$\mu$	viscosidad dinámica [ $\text{Pa s}$ ]
$\theta$	ángulo de inclinación [ $\text{rad}$ ]
$\rho$	densidad [ $\text{kg/m}^3$ ]
$\tau$	tensión cortante [ $\text{N/m}^2$ ]
v	velocidad [ $\text{m/s}$ ]
$\xi$	rugosidad absoluta [ $\text{m}$ ]

### ***Subíndices***

$\infty$	variable fuera del dominio para el SIMPLE
b	variable en el contorno para el SIMPLE
bc	inicio de la condensación
ec	fin de la condensación
f	fluido
g	gas o vapor
i	entrada del VC
i+1	salida del VC
in	entrada
l	líquido
nb	vecinos
onb	inicio de la ebullición nucleada
out	salida
sat	saturación
sc	superficie de control.
tp	dos fases (bifásico)
vc	volumen de control
w	pared
w,e	posición oeste y este de las caras del VC para el método SIMPLE
W,E	posición oeste y este de los nodos del VC para el método SIMPLE

## Referencias Capítulo 2:

ASHRAE HANDBOOK 1997, *Fundamentals*, SI Edition, ASHRAE Inc.

**Bergles, A.E. and Rohsenow, W.M. (1964)**, *The Determination of Forced-Convection Surface-Boiling Heat Transfer*, *Journal of Heat Transfer*, 86C, pp.365-372.

**Bivens, D. B. and Yokozeki, A. (1994)**, *Heat Transfer Coefficient and Transport Properties for Alternative Refrigerants*, Proceedings of the International Refrigeration Conference at Purdue, July 1994, pp. 299-304.

**Boyko, L. D. and Kruzhilin, G. N. (1967)**, *Heat Transfer and Hydraulic Resistance During Condensation of Steam in a Horizontal Tube and in a Bundle of Tubes*, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.10, pp. 361-373.

**Chaddock, J. B. and Noerager, J. A. (1966)**, *Evaporation of Refrigerant 12 in a Horizontal Tube with Constant Wall Heat Flux*, *ASHRAE Transactions* 72(1): 90.

**Chang, S. and Ro, S. T. (1996)**, *Experimental and Numerical Studies on Adiabatic Flow of HFC Mixtures in Capillary Tubes*, Proceeding of the 1996 International Refrigeration Conference, Purdue University USA. pp.83-88.

**Chen, J. C. (1966)**, *Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Boiling*, I & EC Process Design & Development, vol.5., no. 3.

**Chisholm, D. (1969)**, *Theoretical Aspects of Pressure Changes at Changes of Section during Steam-Water Flow*, NEL Report 418.

**Chisholm, D. (1973)**, *Pressure Gradients Due to Friction during the Flow of Evaporating Two-phase Mixtures in Smooth Tubes and Channels*, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 16, pp. 347-348.

**Churchill, S. W. (1977)**, *Frictional Equation Spans All Fluid Flow Regimes*, *Chemical Engineering* 84, pp. 91-92.

**Dobson, M. K. and Chato, J. C. (1998)**, *Condensation in Smooth Horizontal Tubes*, *Journal of Heat Transfer*, vo.120, pp. 193-213.

**Dobson, M. K., Chato, J. C., Wattelet J.P., et al. (1994)**, *Heat Transfer and Flow Regimes During Condensation in Horizontal Tubes*, ACRC TR-57, May 1994.

**Escanes, F., Pérez-Segarra, C.D. and Oliva, A. (1995)**, *Thermal and Fluid-Dynamic Behaviour of Double-Pipe Condensers and Evaporators*, *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, vol. 5, No. 9, pp. 781-795.

**Forster, H. K. and Zuber, N. (1955)**, *Dynamics of Vapour Bubble Growth and Boiling Heat Transfer*, *AIChE J.1*, vol. 4, pp. 531-535.

**Friedel L. (1979)**, *Improved Friction Pressure Drop Correlation for Horizontal and Vertical Two-Phase Pipe Flow*, European Two-Phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy, Paper E2.

**Frost, W., Dzanowic, G. S. (1967)**, *An Extension of the Method of Predicting Incipient Boiling on Commercially Finished Surfaces*, ASME/AIChE Heat Transfer Conf., paper 67-ht-61, 1-8.

**Gnielinski V. (1976)**, *New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow*, *International Chem. Eng.*, vol.16, pp.359-368.

**Gouse, S. W. and Coumou, K. G. (1965)**, *Heat Transfer and Fluid flow Inside a Horizontal Tube Evaporator*, Phase I. *ASHRAE Transactions* 21(2): 152.

**Groeneveld, D. C. (1973)**, *Post-Dryout Heat Transfer at Reactor Operating Conditions*, ANS Conf. 730304 pp. 321-350.

**Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S. (1987)**, *Simplified General Correlation for Saturated Flow Boiling and Comparisons of Correlations with Data*, *Chem Eng Res Des*, Vol.65, March 1987, pp. 148-156.

**Hewitt, G. F. (1983)**, *Gas-Liquid Flow*, Heat Exchanger Design Handbook, sec.2.7.3, de. By E. U. Schlünder et al., Hemisphere Publishing Corporation, Washington.

**Hewitt, G. F. and Hall-Taylor, N. S. (1970)**, *Annular Two-Phase Flow*, Pergamon, Oxford.

**Hughmark, G.A (1962)**, *Holdup in Gas-Liquid Flow*, *Chemical Engineering Progress*, vol.58, No.4, pp. 62-65.

- Jaster, H. and Kosky, P. G. (1975)**, *Condensation Heat Transfer in a Mixed Flow Regime*, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.19, pp. 95-99.
- Jung, D. and Radermacher, R. (1989a)**, *Prediction of Pressure Drop During Horizontal Annular Flow Boiling of Pure and Mixed Refrigerants*, Int. Journal Heat Mass Transfer, Vol.32, No.12, pp.2435-2446.
- Jung, D. and Didion, D. A (1989b)**, *Horizontal-Flow Boiling Heat Transfer Using Refrigerant Mixtures*, Electrical Power Research Institute (EPRI), ER-6364, Research Project 8006-2.
- Jung, D. and Radermacher, R. (1993)**, *Prediction of Evaporation Heat Transfer Coefficient and Pressure Drop of Refrigerant Mixtures*, International Journal of Refrigeration, vol.16 No.5, pp. 330-338.
- Kandlikar, S. G. (1990)**, *A General Correlation for Predicting the Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Coefficient Inside Horizontal and Vertical Tubes*, Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, vol.112, pp 219-228.
- Kandlikar, S. G. (1997a)**, *Heat Transfer Characteristics in Partial Boiling, Fully Developed Boiling, and Significant Void Flow Regions of Subcooled Flow Boiling*, Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division, FED-vol. 244, 1997 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, pp.141-150.
- Kandlikar, S. G. (1997b)**, *Boiling Heat Transfer with Binary Mixtures Part II- Flow Boiling in Plain Tubes*, ASME Proceedings of the 32<sup>nd</sup> National Heat Transfer Conference, vol. 4, Fundamentals of Bubble and Droplet Dynamics; Phase Change and Two-Phase Flow, Eds. Kandlikar S. G. et al., HTD-vol.342, ASME, pp.27-34.
- Kattan, N., Thome, J. R., Favrat, D. (1998)**, *Flow Boiling in Horizontal Tubes: Part 3-Development of a New Heat Transfer Model Based on Flow Pattern*, Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, vol.120, Feb 1998, pp 156-165.
- Levy, S. (1967)**, *Forced Convection Subcooled Boiling Prediction of Vapour Volumetric Fraction*, International Journal Heat Mass Transfer, vol.10, pp.951-965.
- Lockhart, R. W. and Martinelli, R. C. (1949)**, *Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes*, Chemical Engineering Progress, vol. 45, no. 1, pp. 39-48.
- Mandhane, J. M., Gregory, G. A. and Aziz, K. (1974)**, *A Flow Pattern Map for Gas-liquid Flow in Horizontal and Inclined Pipes*, International Journal of Multiphase Flow, 1, 537-553.
- Mathur, S. R. and Murthy, J. Y. (1997)**, *Pressure Boundary Conditions for Incompressible Flow Using Unstructured Meshes*, Numerical Heat Transfer, Part B. vol.32, pp. 283-298.
- Mayinger, F. (1988)**, *Classification and Applications of Two-Phase Flow Heat Exchangers*, Two-Phase Flow Heat Exchangers, S.Kakaç et al (eds), pp 3-27, Kluwer Academic Publishers.
- Patankar, S. V. (1980)**, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Corporation, Washington.
- Patankar, S. V. and Spalding, D. B. (1972)**, *A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flows*, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 15, pp. 1787-1806.
- Ploug-Sørensen, L., Fredsted, J. P. and Willatzen, M (1997)**, *Improvements in the Modeling and Simulation of Refrigeration Systems: Aerospace Tools Applied to a domestic Refrigerator*, HVAC&R Research, vol 3, no 4.
- REFPROP v5.0 (Feb 1996)**, *NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Database*, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, MD 20899, USA.
- Rice, C.K. (1987)**, *The Effect of Void Fraction Correlation and Heat Flux Assumption on Refrigerant Charge Inventory Predictions*, ASHRAE Transaction, vol. 93, pp.341-367.
- Saha, P., Zuber, N. (1974)**, *Point of Net Vapour Generation and Vapour Volumetric Void Fraction*, Proc. 15<sup>th</sup> International Heat Transfer Conference Paper B4.7, pp175-179.
- Shah, M. M. (1979)**, *A General Correlation For Heat Transfer During Film Condensation Inside*, International Journal of Heat and Mass, vol.22, pp. 547-556.
- Shah, M. M. (1982)**, *Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer: equations and further study*, ASHRAE Transactions, Vol. 88, 1982, pp 185-196.
- Soliman, H. M. (1982)**, *On the Annular to Wavy Flow Pattern Transition During Condensation Inside Horizontal Tubes*, The Canadian Journal of Chemical Engineering, 60, pp 475-481.
- Souza, A. L. and Pimenta, M. M. (1995)**, *Prediction of Pressure Drop During Horizontal Two-phase Flow of Pure and Mixed Refrigerants*, Cavitation and Multiphase Flow, FED-vol.210, ASME, pp.161-171.

- Tandon, T. N., Varma, H. K. and Gupta, C. P. (1985)**, *A Void Fraction Model for Annular Two-phase Flow*, International Journal of Heat and Mass, vol.28, No. 1, pp.191-198.
- Tandon, T. N., Varma, H. K. and Gupta, C. P. (1995)**, *Heat Transfer During Forced Convection Condensation Inside Horizontal Tube*, International Journal of Refrigeration, vol.18, No. 3, pp 210-214.
- Van Doormaal, F. J. and Raithby, G. D. (1984)**, *Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows*, Numerical Heat Transfer, vol. 7, pp. 147-163.
- Van Doormaal, F. J., Raithby, G. D. and McDonald, E. H. (1986)**, *The Segregated Approach to Predicting Viscous Compressible Fluid Flows*, International Gas Turbine Conference Exhibit, ASME paper 86-GT-196, Dusseldorf, Germany.
- Wallis, G. B. (1961)**, *Flooding Velocities for Air and Water in Vertical Tubes*, UKAEA Report AEEW-R123
- Wallis, G. B. (1969)**, *One-Dimensional Two-Phase Flow*, pp.6, McGraw-Hill.
- Wattelet, J. P., Chato, J. C., Christoffersen, B. R., et al. (1994)**, *Heat Transfer Flow Regimes in a Horizontal Tube Evaporator*, ACRC TR-55, May 1994.
- Whalley, P. B. (1980)**, *private communication*.
- Wong, H. Y. (1977)**, *Handbook of Essential Formulae and Data on Heat Transfer for Engineers*, Longman Group Limited. London.
- Zivi, S. M. (1964)**, *Estimation of Steady-State Steam Void-Fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production*, Journal of Heat Transfer, May 1964, pp.247-252.
- Zürcher, O., Thome, J. R. and Favrat, D. (1999)**, *Evaporation of Ammonia in a Smooth Horizontal Tube: Heat Transfer Measurement and Predictions*, Journal of Heat Transfer, vol.121, Feb. 1999, pp 89-101.